Г. Н. Делягин
В. И. Лебедев
Б. А. Пермяков
П. А. Хаванов

ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИЕ УСТАНОВКИ

Издание второе, переработанное и дополненное

Первое издание допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебника для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция»

Москва
Издательский Дом «БАСТЕТ»
2010

ББК 31.38
УДК 697.239 (075.8)
Д 29

Рецензенты: д. т. н. *Горбаненко А. Д.* (проф. ВТИ им. Ф. Э. Джержинского), к. т. н. *Поляков А. А.* (доц. МВТУ им. Баумана)
Научный редактор 2-го издания — д. т. н. *Хаванов П. А.* (проф., зав. кафедрой «Теплотехника и котельные установки» МГСУ)

Делягин Г. Н., Лебедев В. И., Пермяков Б. А., Хаванов П. А.
Д 29 Теплогенерирующие установки: Учеб. для вузов. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: ООО «ИД "БАСТЕТ"», 2010. — 624 с.: ил.

ISBN 978-5-903178-17-9

В книге приведены сведения об основных видах органического топлива и нетрадиционных источниках энергии, излагаются основы теории и прикладные вопросы генерирования тепловой энергии, методы расчета и проектирования теплогенерирующих установок, подробно рассмотрены процессы теплообмена, гидродинамики паровых и водогрейных котлов.

Во втором издании отредактированы все разделы книги, существенно переработаны главы по обеспечению водного режима, водоподготовке и тепловым схемам теплогенерирующих установок. Учебник написан с учетом возможности самостоятельного изучения учебной дисциплины студентами, для чего в нем приведены числовые примеры, часть которых имеет подробные решения.

Для студентов вузов, обучающихся по специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция».

© Г. Н. Делягин, П. А. Хаванов, 2010
© В. И. Лебедев, Б. А. Пермяков, наследники, 2010
© ООО «ИД "БАСТЕТ"», 2010, с изменениями

ISBN 978-5-903178-17-9

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящая книга является учебником для студентов, обучающихся по специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция» инженерно-строительных вузов и соответствующих факультетов политехнических вузов. Учебник написан в соответствии с программой дисциплины «Теплогенерирующие установки», утвержденной Министерством высшего и среднего специального образования. Он состоит из 15 глав. В первой главе рассмотрены источники тепловой энергии для систем теплоснабжения, топливо и топливные ресурсы; раздел знакомит с топливно-энергетическими ресурсами России и мира в целом, с видами и теплотехническими характеристиками органического и расщепляющегося топлива. Вторая глава посвящена вопросам производства тепловой энергии, в ней рассмотрены методы и способы производства тепловой энергии, изложены основы процесса горения органического топлива, даны основы теплового расчета теплогенератора, включая методы составления материального и теплового балансов, расчет теплообмена в топочном устройстве и конвективных поверхностях теплогенераторов, а также основы аэродинамического их расчета. Далее рассмотрены схемы и конструкции теплогенераторов и их элементов, включая топочные и горелочные устройства, конвективные поверхности нагрева, воздухоподогреватели, экономайзеры и внутрикотловые процессы в теплогенераторах, а также вопросы загрязнения, износа и коррозии поверхностей нагрева. Согласно программе учебника рассмотрены основные системы теплогенерирующих установок, включая топливное хозяйство установки, системы водоподготовки, шлакозолоудаления, тягодутьевое хозяйство, системы питания, теплового контроля и автоматизации, а также тепловые схемы установок. Глава 12 посвящена охране окружающей среды от вредных выбросов, образующихся при преобразовании первичной энергии в тепловую, включая системы золоулавливания. В главах 13—15 изложены основы проектирования и эксплуатации котельных установок, а также вопросы организации теплотехнических испытаний, технико-экономические показатели работы установок, вопросы экономии топлива и тепловой энергии.

Первое издание учебника написано сотрудниками кафедры «Теплотехника и котельные установки» при МИСИ им. В. В. Куйбышева: профессором, д. т. н. Г. Н. Делягиным, доцентами к. т. н. В. И. Лебедевым и Б. А. Пермяковым. Второе издание отредактировано и существенно переработано профессором, д. т. н. Г. Н. Делягиным и заведующим кафедрой «Теплотехника и котельные установки» МГСУ профессором, д. т. н. П. А. Хавановым.

ВВЕДЕНИЕ

Теплогенерирующие установки в системах теплоснабжения. Теплогенерирующей установкой называют совокупность устройств и механизмов для производства тепловой энергии в виде водяного пара, горячей воды или подогретого воздуха. Водяной пар используют для технологических нужд в промышленности и сельском хозяйстве, для приведения в движение паровых двигателей, а также для нагрева воды, направляемой в дальнейшем на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Горячую воду и подогретый воздух используют для отопления производственных, общественных и жилых зданий, а также для коммунально-бытовых нужд населения. Теплогенерирующие установки предназначены для производства тепловой энергии из первичных источников энергии, которыми являются: органическое и ядерное топливо, солнечная и геотермальная энергия, горючие и тепловые отходы промышленных производств.

Тепловая энергия — один из основных видов энергии, используемой человеком для обеспечения необходимых условий его жизнедеятельности, как для развития и совершенствования общества, в котором он живет, так и для создания благоприятных условий его быта. Тепловая энергия, производимая человеком из первичных источников энергии, в основном используется для получения электрической энергии на тепловых электростанциях, для технологических нужд промышленных предприятий, для отопления и горячего водоснабжения жилых и общественных зданий.

Комплексы устройств, производящих тепловую энергию и доставляющих ее в виде водяного пара, горячей воды или подогретого воздуха потребителю, называются системами теплоснабжения. В зависимости от мощности систем и числа потребителей, получающих от них тепловую энергию, системы теплоснабжения подразделяют на централизованные и децентрализованные. Условно принято считать систему теплоснабжения *централизованной*, если единичная мощность включенных в нее теплогенерирующих установок равна или превышает 58 МВт. Если мощность установок, производящих тепловую энергию в системе, меньше 58 МВт, то система теплоснабжения считается *децентрализованной*. В последние годы основной отличительной чертой децентрализованных систем считается

отсутствие внешних распределительных тепловых сетей системы теплоснабжения от источника теплоты к потребителям теплоты.

В *централизованных* системах теплоснабжения тепловая энергия производится либо в мощных комбинированных установках, производящих как тепловую, так и электрическую энергию, называемых теплоэлектроцентралями (ТЭЦ), либо в крупных установках, производящих только тепловую энергию, называемых районными тепловыми станциями, или котельными. Единичная мощность теплогенераторов — агрегатов, производящих тепловую энергию из первичных источников энергии (органического, расщепляющегося и других топлив), — в таких установках может изменяться на ТЭЦ от 10 до 200 МВт при общей мощности ТЭЦ от 100 до 1250 МВт, а в районных тепловых станциях — от 4 до 100 МВт. В *децентрализованных* системах теплоснабжения тепловая энергия производится в небольших отопительных тепловых станциях, оборудованных теплогенераторами мощностью до 1—10 МВт. К этим же системам относятся и системы поквартирного отопления, оборудованные отопительными печами и бытовыми отопительными аппаратами мощностью 5—30 кВт.

Основные тенденции развития теплогенерирующих установок в системах теплоснабжения. Развитие теплогенерирующих установок определяется тенденциями развития общества в целом, в том числе и его народного хозяйства. Применительно к теплоэнергетическим установкам сравнительно небольшой мощности особое внимание будут уделять использованию в качестве топлива местных ресурсов, промышленных и городских горючих отходов, продуктов переработки сельскохозяйственных отходов, а также экономному и рациональному использованию энергетических ресурсов, развитию энергосберегающих технологий, созданию систем с максимальной автоматизацией производства с целью экономии трудовых ресурсов.

Следует заметить, что при производстве тепловой энергии из органического топлива с продуктами сгорания в атмосферу выбрасывается значительное количество вредных веществ в виде пыли, окислов серы, азота и углерода и других соединений, влияющих на окружающую среду. Концентрация теплоэнергетических мощностей может привести к повышению уровня локальных вредных выбросов, что потребует значительных затрат на их улавливание и обезвреживание.

Теплогенераторы ближайшего будущего — это полностью механизированные агрегаты с высокой степенью автоматизации производства тепловой энергии, работающие на твердом, жидком топливе и газе, включая местные виды топлива, а также на атомной энергии. Рост себестоимости добычи традиционных видов топлива сделал экономически целесообразным развитие теплогенерирующих установок на так называемых нетрадиционных источниках энергии: солнечной, геотермальной и др. Все это, вместе взятое, и определяет тенденции развития теплогенераторов и теплогенерирующих установок в целом в ближайшем будущем.

Развитие конструкций теплогенераторов и технологических схем теплогенерирующих установок будет происходить по следующим направлениям: 1) преимущественного использования твердого и местных топлив для производства тепловой энергии; 2) использования ядерного горючего для теплоснабжения крупных потребителей при большой единичной мощности установок (1000 МВт и выше); 3) всемерного развития автоматизированных систем управления процессом производства тепловой энергии; 4) преимущественного развития теплогенераторов с полностью механизированными системами подачи топлива и вывода золы; 5) создания технологических схем и конструкций, обеспечивающих минимальные вредные выбросы в атмосферу, минимальные удельные затраты металла и трудовых ресурсов при высокой экономичности расходования топлива на производство тепловой энергии. Одним из важнейших мероприятий по повышению эффективности теплогенерирующих установок для систем теплоснабжения будет массовая реконструкция установок децентрализованного теплоснабжения с заменой морально устаревшего оборудования новым, с высоким уровнем автоматизации.

Теплогенерирующие установки в народном хозяйстве страны. Тепловая энергия является одним из основных видов энергии, обеспечивающей промышленное и сельскохозяйственное производство и создающей нормальные условия жизни и деятельности населения. В системах централизованного теплоснабжения около 60 % тепловой энергии производится теплоэлектроцентралями (ТЭЦ); примерно 35 % — крупными тепловыми станциями; менее 5 % — теплоутилизационными установками.

Тепловая энергия используется для промышленного производства практически всех видов продукции. Так, для производства 1 т бумаги требуется 9,64 ГДж тепловой энергии, 1 т растительного масла — 5,03 ГДж, 1 т пластмасс — 22,63 ГДж, 1 тыс. м^2 шерстяных тканей — 44 ГДж и т. д. Для жилищно-бытовых целей на человека в России в среднем расходуется около 20—25 ГДж/год. Одна тепловая станция (районная котельная) мощностью 100 МВт в климатической зоне, характерной для России, может обеспечить тепловой энергией жилой район с населением 80—90 тыс. человек.

Отличительной особенностью теплогенерирующих установок, особенно предназначенных для целей ЖКХ, является их высокая надежность, поскольку от их стабильной работы в огромной степени зависят как выпуск промышленной продукции, так и условия эксплуатации жилищного фонда обслуживаемого ими района. Для повышения надежности теплогенерирующих установок при их эксплуатации предусмотрены планово-предупредительные ремонты. Там, где это целесообразно, тепловые сети, по которым тепловая энергия подается потребителю, закольцовывают и подсоединяют к нескольким теплогенерирующим установкам (тепловым станциям, ТЭЦ и т. д.). Теплогенерирующие установки по условиям эксплуатации относятся к объектам повышенной опасности и, как правило, подведомственны Ростехнадзору.

Глава 1. ИСТОЧНИКИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РЕСУРСЫ. ТОПЛИВО

1.1. ИСТОЧНИКИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

Источниками энергии, в том числе и тепловой, могут служить вещества, энергетический потенциал которых достаточен для последующего преобразования их энергии в другие ее виды с целью последующего целенаправленного использования. Энергетический потенциал веществ является параметром, позволяющим оценить принципиальную возможность и целесообразность их использования как источников энергии, и выражается в

единицах энергии: джоулях (Дж) или киловатт (тепловых)-часах [кВт (тепл.) · ч][1].

Все источники энергии условно делят на первичные и вторичные (рис. 1.1). *Первичными* источниками энергии называют вещества, энергетический потенциал которых является следствием природных процессов и не зависит от деятельности человека. К первичным источникам энергии относятся: ископаемые горючие и расщепляющиеся вещества, нагретые до высокой температуры воды недр Земли (термальные воды), Солнце, ветер, реки, моря, океаны и др. *Вторичными* источниками энергии называют вещества, обладающие определенным энергетическим потенциалом и являющиеся побочными продуктами деятельности человека; например, отработавшие горючие органические вещества, городские отходы, горячий отработанный теплоноситель промышленных производств (газ, вода, пар), нагретые вентиляционные выбросы, отходы сельскохозяйственного производства и др.

Первичные источники энергии условно разделяют на невозобновляющиеся, возобновляющиеся и неисчерпаемые. К *невозобновляющимся* первичным источникам энергии относят ископаемые горючие вещества: уголь, нефть, газ, сланец, торф и ископаемые расщепляющиеся вещества: уран и торий. К *возобновляющимся* первичным источникам энергии относят все возможные источники энергии, являющиеся продуктами непрерывной деятельности Солнца и природных процессов на поверхности Земли: ветер, водные ресурсы, океан, растительные продукты биологической деятельности на Земле (древесину и другие растительные вещества), а также и Солнце. К практически *неисчерпаемым* первичным источникам энергии относят термальные воды Земли и вещества, которые могут быть источниками получения термоядерной энергии.

Ресурсы первичных источников энергии на Земле оцениваются общими запасами каждого источника и его энергетическим потенциалом, т. е. количеством энергии, которая может быть

---

[1] 1 кВт (тепл.) · ч = 3600 кДж. При расчетах энергетических балансов еще пользуются единицей «тонна условного топлива» (т у. т.); 1 т у. т. = = 29 308 МДж = 8,41 МВт (тепл.) · ч. Обозначение «тепл.» указывает, что речь идет о первичной энергии и теплоте. При больших объемах первичной энергии пользуются единицами: 1 ГДж = $1 \cdot 10^9$ Дж; 1 ПДж = $1 \cdot 10^{15}$ Дж и 1 ЭДж = = $1 \cdot 10^{18}$ Дж.

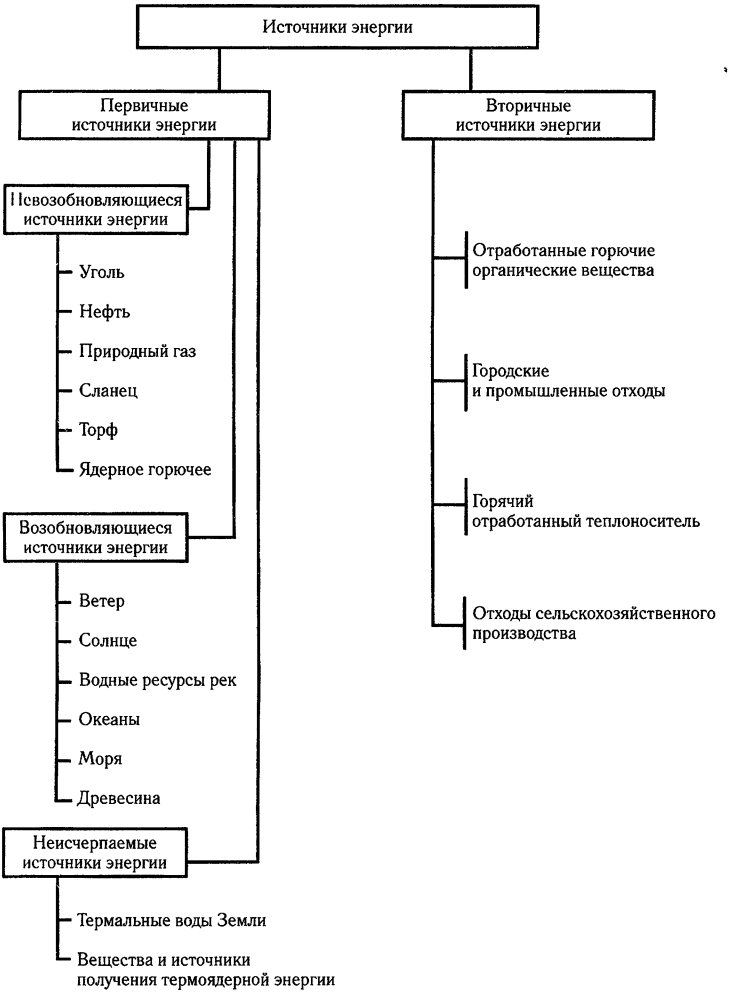


Рис. 1.1. Классификация источников энергии

выделена из единицы его массы. Чем выше энергетический потенциал вещества, тем выше эффективность его использования как первичного источника энергии и, как правило, тем большее распространение оно получило при производстве энергии. Так, например, нефть имеет энергетический потенциал, равный 40 000—43 000 МДж на 1 т массы, а природный и попутный

газы — от 47 210 до 50 650 МДж на 1 т массы, что в сочетании с их относительно невысокой стоимостью добычи сделало возможным их быстрое распространение в 1960—1970-х гг. как первичных источников тепловой энергии.

Использование ряда первичных источников энергии сдерживалось либо сложностью технологии преобразования их энергии в тепловую энергию требуемого потенциала (например, расщепляющиеся вещества), либо относительно низким энергетическим потенциалом первичного источника энергии, что требует больших затрат на получение тепловой энергии нужного потенциала (например, использование солнечной энергии, энергии ветра и др.). Развитие промышленности и научно-производственного потенциала стран мира привело к созданию и реализации процессов производства тепловой энергии из ранее неразрабатывавшихся первичных источников энергии, в том числе к созданию атомных станций теплоснабжения, солнечных генераторов теплоты для теплоснабжения зданий, теплогенераторов на геотермальной энергии и др.

1.2. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РЕСУРСЫ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ БАЛАНС

Энергетические ресурсы Земли (т. е. природные носители энергии), образовавшиеся в результате геологического развития Земли и других природных процессов, которые используются или могут быть использованы в народном хозяйстве, делятся на природные невозобновляющиеся и природные возобновляющиеся энергетические ресурсы. Природные *невозобновляющиеся* энергетические ресурсы, не восполняющиеся в настоящую геологическую эпоху, — это ресурсы ископаемого органического топлива (угля, нефти, газа, сланца, торфа), запасы расщепляющегося топлива (урана и тория), геотермальной тепловой энергии, а в перспективе также горючего для управляемого термоядерного синтеза (изотопов водорода и других легких элементов). Природные *возобновляющиеся* энергетические ресурсы — гидроэнергия рек, солнечная радиация, растительная масса, приливы и отливы, волны морей и океанов, ветер.

Аналогично источникам энергии при рассмотрении энергетических ресурсов выделяют помимо природных побочные (вторичные) энергетические ресурсы, под которыми понимают

горючие газы технологических процессов (нефтезаводские газы, доменный газ, попутные газы нефтедобычи и др.), горячие газы, отработавший пар, а также часть энергетических отходов (потерь), получающихся в технологическом процессе, которые могут быть повторно использованы для получения энергии (в том числе и тепловой) за пределами данного технологического процесса).

По степени разведанности и значению для промышленного использования энергетические ресурсы разделяют на три основные категории — *A*, *B* и *C*. К *категории A* относят запасы, хорошо разведанные и подготовленные для добычи; к *категории B* — запасы, геологически обоснованные и относительно разведанные; к *категории C* — запасы предположительные, относительно слабо разведанные, устанавливаемые по геологическим прогнозам и географическим данным. Помимо этих трех категорий введены также общегеологические прогнозируемые запасы, определяемые на основании геологических расчетов и используемые для оценок возможного использования энергетических ресурсов на дальнюю перспективу. Ниже даны общегеологические ресурсы источников энергии на Земле.

Источники энергии	Ресурсы, ЭДж (10^{18} Дж)
1. Невозобновляющиеся:	
ядерная энергия деления	$1{,}97 \cdot 10^6$
химическая энергия ископаемых органических горючих веществ	$5{,}21 \cdot 10^5$
2. Неисчерпаемые:	
термоядерная энергия	$3{,}6 \cdot 10^9$
геотермальная энергия	$2{,}94 \cdot 10^6$
3. Ежегодно возобновляющиеся (в расчете на 1 год):	
энергия солнечных лучей, достигающих земной поверхности, преобразованная в тепловую энергию	$2{,}4 \cdot 10^6$
энергия морских приливов	$2{,}52 \cdot 10^5$
» ветра	$6{,}12 \cdot 10^3$
» рек	$1{,}19 \cdot 10^2$
биоэнергия лесов	$1{,}46 \cdot 10^3$

Наиболее широко используемые ресурсы ископаемых горючих веществ концентрируют в себе в 3,8 раза меньше энергии ресурсов ядерного горючего, т. е. энергетические ресурсы этих источников энергии соизмеримы. Концентрация же термоядерной энергии в 2000 раз превышает концентрацию энергии в ядерном горючем, что позволяет считать ее запасы неисчерпаемыми.

1.2.1. Невозобновляющиеся энергетические ресурсы. Отличительной особенностью невозобновляющихся энергетических ресурсов (угля, нефти, природного газа, урана и др.) являются их высокий энергетический потенциал и относительная доступность и целесообразность извлечения. Именно поэтому до 85 % (в мировом балансе в целом) всех используемых в настоящее время энергетических ресурсов составляет эта группа, а в ней — ископаемые горючие органические вещества — органическое топливо. Темпы его добычи и потребления во многом определяют энергетическую политику.

Наибольшие энергетические ресурсы органического топлива сосредоточены в угле. Общие прогнозируемые геологические ресурсы каменного и бурого угля составляют 6000—15 000 млрд т у. т., что соответствует 175 700—460 548 ЭДж (табл. 1.1), причем из них запасы каменных углей и антрацитов составляют примерно 77 %, а бурых углей — 23 %. Разведанные запасы углей не превышают 600—680 млрд т у. т., что соответствует 17 600—19 900 ЭДж, или 5—10 % их общегеологических запасов. Основные разведанные запасы угля (80 % всех мировых запасов) сосредоточены в России, США и КНР. При современном уровне потребления угля разведанные запасы угля будут исчерпаны через 200—250 лет; при росте потребления угля в 3 % ежегодно время их исчерпания уменьшится до 150—180 лет.

Геологических ресурсов нефти в мире в 20—30 раз меньше, чем угля, они составляют 286—515 млрд. т у. т., или 8380—15 100 ЭДж, в том числе разведанные запасы — 130—131 млрд т у. т., или 3800—3840 ЭДж. Месторождения нефти разведаны значительно полнее, чем угля. Основные геологические ресурсы нефти расположены на Ближнем Востоке, в Северной Африке, в России, КНР и Северной Америке. Подсчитано, что при современном объеме потребления нефти ее запасы будут исчерпаны через 35—50 лет. При добыче нефти степень извлечения ее из пласта часто не превышает 40 % запасов ме-

Таблица 1.1. **Мировые невозобновляющиеся энергетические ресурсы основных источников энергии**

Основные источники энергии	Общие геологические ресурсы, ЭДж	Разведанные ресурсы, ЭДж	Доли разведанных ресурсов в общегеологических ресурсах, %
Уголь	175 700—460 548	17 600—19 900	10—4,3
Нефть*	8 380—15 100	3 800—3 840	45—15
Природный газ	5 199—9 211	2 842—3 307	55—36
Уран	4540	1930	42
Битумы из нефтеносных сланцев и битуминозных песков	4540 19000—56 000	3 600—14 300	19—25

* Нефть, которая может быть добыта традиционными способами.

сторождения; при разработке новых технологий добычи нефти ресурсы ее месторождений могут быть увеличены в 2 раза. В мире есть также большие запасы так называемых нетрадиционных ресурсов нефти, для извлечения которой нужны новые технологии, — это битуминозные пески и нефтеносные сланцы, а также уголь, который может быть сырьем в производстве синтетической нефти. Общие геологические ресурсы такой нефти составляют более 30 000 ЭДж, что в 2—3 раза больше ресурсов традиционной нефти.

Перспективными источниками добычи нефти являются также глубоководные морские и арктические месторождения, в которых запасы нефти могут составить до 230 млрд т. При глубокой термохимической переработке из 1 т каменного угля можно получить 0,5 т жидкого топлива. Однако жидкое топливо, полученное из нетрадиционных месторождений нефти, а также искусственным путем из угля, будет иметь себестоимость во много раз выше себестоимости добычи нефти традиционными способами и, очевидно, будет использоваться только для производства моторных топлив и в качестве сырья для химической промышленности.

Ресурсы природного газа на Земле оцениваются в 177—314 млрд т у. т., что соответствует 5199—9211 ЭДж; разведанные запасы составляют 39—55 % общегеологических и равны 2842—3307 ЭДж. Степень извлечения природного газа из ме-

сторождений равна ~80 % по отношению к запасам. При современном уровне мировой добычи газа его запасов будет достаточно на 60—80 лет. Из анализа ресурсов органического топлива видно, что из них 93—95 % составляет уголь (рис. 1.2); именно ему предстоит сыграть ведущую роль в обеспечении энергопотребления в мире на ближайшую перспективу.

Геологические ресурсы урана-235 со стоимостью добычи менее 130 дол/кг U_3O_8 в мире оцениваются в 155 млрд т у. т., т. е. 4542,6 ЭДж, из них 66 млрд т у. т. разведанных запасов, что соответствует 23 млн т урана. В зарубежных странах более 60 % подтвержденных запасов урана размещено в Северной Америке и в Африке, к югу от Сахары; в Западной Европе запасы урана составляют 18 %; в Австралии и Японии — 14 %. Максимальная концентрация изотопа урана ^{235}U в природном уране составляет всего 0,7 %. Важным направлением расширения ресурсов урана является переход атомных станций с реакторов на тепловых нейтронах на реакторы на быстрых нейтронах, позволяющий использовать бедные урановые руды и другие изотопы урана для производства тепловой энергии.

Вторым расщепляющимся источником энергии является торий (изотоп ^{232}Th). Подтвержденные мировые запасы тория по



Рис. 1.2. Структура мировых ресурсов органического топлива
а — геологические ресурсы топлива; *б* — извлекаемые запасы топлива

не менее 66 дол. за 1 кг ThO_2 составляют около 630 тыс. т, из которых 50 % находится на территории Индии.

1.2.2. Возобновляющиеся энергетические ресурсы. Отличительной особенностью возобновляющихся энергетических ресурсов является их ежегодная восстанавливаемость, поэтому их рассчитывают на год использования. При сравнении их энергетического потенциала с потенциалом невозобновляющихся энергетических ресурсов обычно принимают срок их использования в 100 лет. Одним из традиционных возобновляющихся энергетических ресурсов является ресурс *гидроэнергии рек*. Общие геологические ресурсы энергии рек оценивают в 3,5—4,0 млрд т у. т./год, или в 102—117 ЭДж/год. Разведанные доступные ресурсы энергии рек составляют 1,23 млрд т у. т./год, или 36 ЭДж/год. В настоящее время используется менее 20 % мирового потенциала энергии рек.

Вторым видом традиционных возобновляющихся энергетических ресурсов является *биотопливо*, получающееся из биомассы растений и животных. Типичными видами биотоплива являются древесина и сельскохозяйственные растительные и животные отходы. Основным источником биотоплива являются леса, занимающие 30 % суши и производящие ежегодно до 50 млрд т у. т./год биомассы, а также солома в количестве 1,5 млрд т/год, образующаяся в виде побочного продукта при производстве зерновых. Биомасса обеспечивает до 10 % мирового потребления первичной энергии и в настоящее время является основным источником тепловой энергии у населения развивающихся стран.

Солнечная энергия, т. е. электромагнитная энергия солнечных лучей, достигающих земной поверхности, относится к самым крупным энергетическим ресурсам Земли. Средняя интенсивность солнечного излучения на 1 м^2 поверхности Земли составляет в сутки от 7,2 МДж на севере Европы до 21,6 МДж в солнечных засушливых районах. До 35 % общей солнечной радиации отражается от земной поверхности, до 22 % расходуется на процессы испарения, конденсации, перемещения воздуха и воды, фотосинтез, а 43 % преобразуется в тепловую энергию. Энергетические ресурсы этой составляющей солнечной радиации составляют около 2,4 млн ЭДж/год и существенно превышают разведанные ресурсы органического и ядерного топлива на Земле.

Косвенными видами солнечной энергии являются *энергия ветра, энергия волн* и тепловая *энергия океана*. Энергетические ресурсы этих источников энергии, конечно, существенно меньше солнечной энергии, но достаточно значительны для рассмотрения их в качестве перспективных. Так, общий энергетический потенциал ветра оценивается в 6,12 тыс. ЭДж/год, волн — 94,5 ЭДж/год, приливов — 94,5 ЭДж/год, а теоретически извлекаемая тепловая энергия океана оценивается в 4,7 тыс. ЭДж/год.

Геотермальные энергетические ресурсы Земли относятся к низкопотенциальным, невозобновляющимся ресурсам, огромные запасы которых позволяют считать эти ресурсы неисчерпаемыми; они сконцентрированы вдоль хорошо изученных географических поясов, занимающих около 10 % поверхности Земли. Геотермальные ресурсы, имеющие температуру более 15 °С и расположенные на глубине до 3 км, делят на 4 вида: горячая вода, сухой пар, горячая скальная порода и подземные воды под давлением; по температуре: до 100 °С, 100—150 °С и свыше 150 °С. Максимальная температура геотермальных ресурсов не превышает 360 °С. Общий расчетный объем мировых геотермальных энергетических ресурсов оценивается в 41 млн ЭДж, а их тепловой энергетический потенциал — в 2,94 млн ЭДж; при этом 88 % его приходится на низкотемпературные геотермальные источники энергии с температурой менее 100 °С. Основные ресурсы геотермальной энергии находятся в Северной Америке, в Западной и Восточной Европе.

Энергетическими ресурсами для производства термоядерной энергии в первом поколении термоядерных энергетических реакторов будут ресурсы дейтерия и трития. Ресурсы дейтерия, сосредоточенного в воде мирового океана, практически не ограничены и достигают 46 трлн т. Тритий может быть получен искусственным путем в термоядерном реакторе из лития. Извлекаемые запасы лития составляют около 10 млн т, однако следует ожидать разведки новых запасов этого элемента. Кроме того, в морской воде содержится приблизительно 184 млрд т лития. В расчете на ресурс в 10 млн т лития за счет реакции термоядерного синтеза можно получить 3,6 млрд ЭДж тепловой энергии, т. е. больше, чем энергия, выделяемая в реакторах, работающих при использовании всех разведанных запасов урана и тория. Термоядерная энергия, эквивалентная 184 млрд т лития, составляет около

66 млрд ЭДж. При полном использовании ресурсов дейтерия (46 трлн т) можно получить 11 трлн ЭДж энергии, что позволяет рассматривать эти ресурсы как практически неисчерпаемые.

1.2.3. Энергетические ресурсы России. Территория России — около 12 % территории земного шара. Географическое расположение России охватывает районы Северного полушария с большими энергетическими ресурсами. Так, доля России в общих геологических и извлекаемых ресурсах органического топлива по отношению к мировым ресурсам по состоянию на 2005 г. оценивалась в 43—45 %. Россия является обладателем более 10 % гидроэнергетических ресурсов рек; на ее долю приходятся 17,5 % лесных территорий мира, геотермальной и других видов неисчерпаемых и возобновляющихся источников энергии. Энергетические ресурсы России позволяют государству развиваться, опираясь исключительно на собственные энергетические ресурсы, и одновременно использовать эти ресурсы во внешней торговле со странами, не имеющими таких ресурсов.

1.2.4. Энергетический баланс мира. Энергетические ресурсы и масштабы их потребления характеризуют уровень и темпы развития производительных сил и общества. Оценку эффективности и масштабов использования энергоресурсов производят путем составления энергетических балансов применительно к странам, регионам и миру в целом.

Энергетическим балансом (или топливно-энергетическим балансом) называется система показателей, отражающих полное количественное соответствие (равенство) между приходом и расходом энергетических ресурсов, распределение их между отдельными потребителями и их группами, районами потребления и позволяющих определить эффективность использования энергоресурсов. Приходная часть энергетического баланса включает систему показателей, характеризующих структуру добычи и производства всех видов энергетических ресурсов, в том числе их импортирование и др. Расходная часть энергетического баланса — это система показателей, характеризующая структуру и направления использования всех видов энергетических ресурсов и энергии (включая потери), отпуск их на сторону и переходящие остатки; она определяется энергопотреблением общества, необходимым для обеспечения выбранных темпов развития производительных сил и обеспечения необходимых условий жизни населения.

Темпы роста добычи и потребления энергетических ресурсов во времени изменяются достаточно неравномерно (рис. 1.3). По темпам увеличения роста потребления энергоресурсов XX в. можно разделить на два периода: период до 1950—1960 гг., когда прирост энергопотребления не превышал 1,5—2,0 ЭДж/год, и период с 60-х гг. до 2000 г., когда этот прирост в среднем составлял 6 ЭДж/год. Такое резкое увеличение энергопотребления объясняется научно-техническим прогрессом и демографическим взрывом 50—70-х гг., во время которого население Земли увеличилось на 2 млрд человек. Ожидают, что численность населения в недалеком будущем начнет стабилизироваться, при этом энергопотребление будет расти главным образом за счет развивающихся стран, где оно в настоящее время не превышает 29 ГДж/год на человека [1 т у. т./(чел · год)], в то время как в некоторых промышленно развитых странах оно возросло до 293 ГДж/(чел · год).

С исчерпанием месторождений дешевого органического топлива преимущественно будут развиваться энергосберегающие технологические процессы, в том числе в коммунально-бытовом

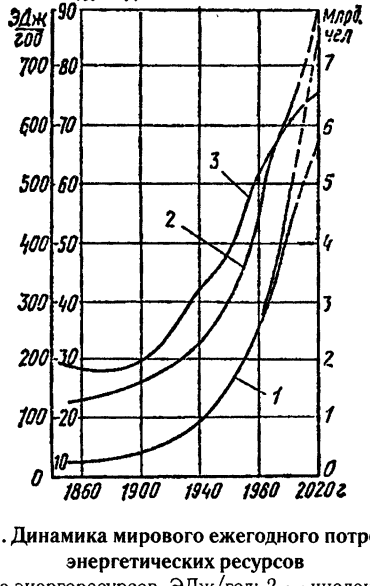


Рис. 1.3. Динамика мирового ежегодного потребления энергетических ресурсов

1 — потребление энергоресурсов, ЭДж/год; *2* — численность населения мира, млрд чел.; *3* — удельное потребление энергоресурсов, ГДж/(чел · год)

секторе, в связи с чем в ближайшие 50—60 лет ожидают коренных изменений в структуре мирового энергетического баланса, а именно: увеличения потребления энергетических ресурсов к концу столетия при меньших темпах роста потребления; непрерывного возрастания доли новых процессов производства тепловой и электрической энергии из неисчерпаемых источников энергии; непрерывного увеличения затрат на освоение новых источников энергии; образования международных систем энергоснабжения; продолжения концентрации производства энергии при увеличении масштабов и стоимости ее транспорта; непрерывного увеличения эффективности использования энергии; увеличения доли электроэнергии в энергетическом балансе.

Человечество вступило в переходный период энергопотребления — от органического топлива к ядерной, термоядерной, солнечной энергетике и новым источникам энергии. В ближайший период до 2020 г. до 75 % энергопотребления в мире будет обеспечиваться за счет ископаемых органических топлив при активном развитии систем, использующих ядерное топливо, доля энергии, получаемой за счет возобновляемых энергоресурсов (гидроэнергии рек, биотоплива, геотермальной энергии), изменится незначительно и не превысит 15—17 % (рис. 1.4). В период до 2000—2020 гг. в мировом энергетическом балансе будет постепенно сокращаться доля нефти, а затем и газа, увеличивать-

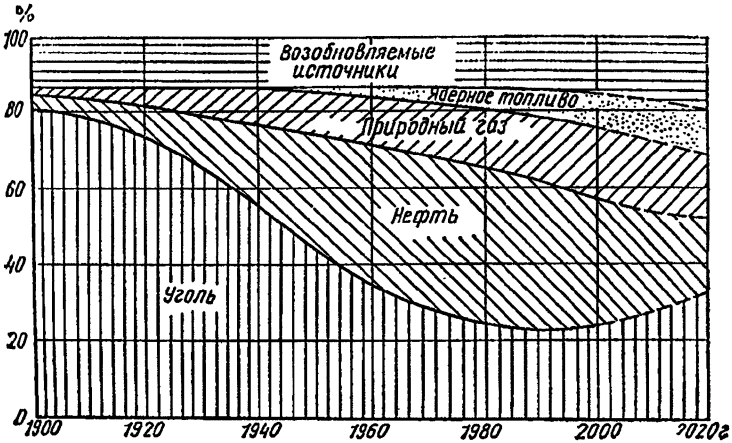


Рис. 1.4. Структура мирового энергетического баланса до 2020 г.

ся производство тепловой и электрической энергии на ядерном топливе и развиваться новые технологии производства энергии из возобновляющихся ресурсов и угля. По прогнозам, к 2020 г. доля нефти в энергетическом балансе мира должна уменьшаться вместе с сокращением доли природного газа, так что нефть и природный газ к 2020 г. составят в энергобалансе около 34,4 %.

Ожидают, что максимальный уровень добычи нефти в мире был достигнут в период 1990—1995 гг., а затем он будет равномерно снижаться и к 2020 г. достигнет уровня 2000—2500 млн т. Это будет время завершения периода перехода энергетики от нефти и газа к другим энергетическим ресурсам. Развитие добычи природного газа в мире было более интенсивным, чем нефти; ожидают, что эта тенденция сохранится до 2020 г.

Отличительной особенностью периода, начавшегося с 2000 г., является сохранение тенденции активного использования ядерного топлива. Быстрыми темпами развиваются технологии использования геотермальной энергии. Установленная мощность только геотермальных тепловых электростанций (геоТЭС) в мире в 2000 г. достигла 3300 МВт. Использование геотермальной низкопотенциальной энергии для целей теплоснабжения во много раз больше.

Интенсивно разрабатываются промышленные технологии по использованию солнечной энергии в системах теплоснабжения и производства электрической энергии. В США мощность гелиоустановок на 70 % используют в оборудованных ими зданиях для горячего водоснабжения и нагрева воды в бассейнах. К 2000 г. в США солнечная энергия обеспечивала 2—3 % всей энергопотребности страны.

Повышение цен на ископаемое органическое топливо привело в ряде стран к повышенному вниманию ко всем видам биотоплива, начиная с древесины и кончая растительными и животными сельскохозяйственными отходами. За счет древесины обеспечивается 20 % общего потребления энергии в Латинской Америке, 60 % — в Африке, 10 % — в Азии. Ежегодно сжигается 1,5 млрд м^3 древесины только в развивающихся странах. Рассматривается вопрос об искусственном выращивании биотоплива. Каждые 5—10 км^2 лесных плантаций на Тихоокеанском побережье США могут обеспечить древесным топливом тепловую электростанцию мощностью 3—5 МВт.

Вторым направлением использования биотоплива, особенно в развивающихся странах, является производство из сельско-

хозяйственных отходов искусственного газообразного и жидкого топлива методом ферментации (сбраживания). Общее мировое использование отходов сельскохозяйственного производства в настоящее время не превышает 0,29 ЭДж/год (10 млн т у. т.) при имеющихся ресурсах свыше 1,5 млрд т соломы и 110 млн т отходов сахарного тростника. Переработка сельскохозяйственных отходов в развивающихся странах направлена на освобождение этих стран от необходимости импортирования нефти и газа. Энергетические установки по производству жидкого и газообразного искусственных топлив из сельскохозяйственных отходов в настоящее время уже конкурируют с традиционными методами получения природного топлива (нефти и газа).

Использование гидравлической энергии рек, относящейся тоже к возобновляющимся источникам энергии, направлено на производство электрической энергии. Из общих гидроэнергетических ресурсов Земли в настоящее время используется только около 18 %. Ожидают, что к 2020 г. потребление гидроэнергии в мире увеличится до 41—50 ЭДж в год.

Использование энергии приливов и энергии вод Мирового океана (энергии морских волн и перепад температуры между поверхностями и глубинными слоями) еще не отработано технологически и экономически не является целесообразным; однако в расчете на дальнюю перспективу в связи с огромными ресурсами этих источников энергии ведутся работы по созданию соответствующих технологий и эксплуатируются первые опытные электростанции и установки на этих видах энергии, например Кислогубская приливная гидроэлектростанция мощностью 400 кВт в России, Раиская приливная гидроэлектростанция мощностью 24 МВт во Франции и др. Ветроэнергетика в энергетическом балансе мира играет все более заметную роль. Особо привлекателен значительный технический реализуемый энергетический потенциал этой энергии, оцениваемый в 42 ЭДж. Однако себестоимость производства электроэнергии, вырабатываемой на ветроустановках, в 7—10 раз превышает эти показатели на ТЭС.

1.2.5. Энергетический баланс России. В развитии любой страны определяющим является ее обеспеченность энергоресурсами. Наша страна является единственной крупной промышленно развитой страной, которая полностью обеспечивает себя топливом и энергией за счет собственных ресурсов и экспортирует топливо и электроэнергию в значительных объемах.

Энергетическая программа развития страны исходит из перспектив развития экономики до 2020 г. и определяет научно обоснованные принципы, главные направления и важнейшие мероприятия по расширению и совершенствованию энергетической базы страны. Основные положения энергетической программы предусматривают: проведение активной энергосберегающей политики во всех звеньях народного хозяйства и в быту с целью значительного снижения удельной энергоемкости национального дохода; развитие всех отраслей топливной промышленности с обеспечением преимущественного роста добычи газа, угля открытым способом и форсированием развития атомной энергетики; экономически оправданное комплексное освоение гидроэнергетических ресурсов Сибири и Дальнего Востока; создание технической и материальной базы для широкого использования атомных реакторов на быстрых нейтронах и нетрадиционных возобновляющихся источников энергии, солнечной, геотермальной, приливной, ветровой и энергии биомассы. Программа предусматривает также необходимость повышения надежности энергетических систем и обеспечение в необходимых количествах экспортирования топлива и электроэнергии.

Предусматривается прекращение роста расхода органического топлива на тепловых электростанциях с организацией транспорта газа и электроэнергии с востока на запад и развитие ядерных электрических и тепловых станций; продолжение роста энергетических мощностей на ядерном горючем, угле открытой добычи и развитие гидроэнергетики.

Важной особенностью развития энергетики России в настоящее время являются исчерпание в значительной степени ресурсов топлив в давно разрабатываемых месторождениях и разработка новых месторождений, из которых производится подавляющая часть добываемого топлива. Основными угольными бассейнами, обеспечивающими потребности народного хозяйства в твердом топливе, являются: Кузнецкий бассейн (Кемеровская обл.) с запасами угля 300 млрд т; Канско-Ачинский бассейн (Красноярский край) — 610 млрд т; Якутский бассейн — 40 млрд т; месторождения Восточной Сибири и др. Из них наиболее перспективными и быстроразвивающимися являются бассейны с открытой добычей угля, позволяющие добывать уголь с минимальной себестоимостью. Все эти угольные бассейны расположены в восточной части России.

Добыча нефти также быстро перемещается из европейской части в северные районы Западной Сибири (Самотлор, Сургут и др.).

Быстро осваиваются новые месторождения газообразного топлива. Новые крупные месторождения газа открыты на полуострове Ямал, на Сахалине и др. В результате целенаправленной энергетической политики предусматривается к 2020 г. уменьшить общую потребность в органическом топливе за счет их экономии (снижения удельных норм расхода и др.), внедрения энергоэффективных и энергосберегающих технологий и в результате замещения органического топлива другими энергоносителями (ядерное горючее, нетрадиционные источники энергии и др.).

В области теплоснабжения предусматривается массовая реконструкция систем теплоснабжения с оснащением их современными системами управления и обеспечением высококачественным топливом, а также освоение для нужд теплоснабжения нетрадиционных возобновляющихся источников энергии и использование для этой цели вторичных энергетических ресурсов.

1.2.6. Энерготехнологическая переработка низкосортных топлив. Под энерготехнологической переработкой твердых топлив, в основном низкосортных бурых углей, понимают их химическую и термохимическую обработку с целью получения высококачественных топлив: твердого, жидкого и газообразного. Основным сырьем энерготехнологической обработки твердых топлив являются высоковлажные бурые угли месторождений с открытой добычей, имеющие выход летучих $V^{daf} = 35—70$ %, а также высокозольные сланцы $V^{daf} = 50—90$ % и дешевые каменные угли месторождений с открытой добычей с $V^{daf} \geq 45$ %. Энерготехнологическая переработка твердых топлив позволяет получить искусственные жидкие моторные топлива со свойствами бензина и дизельного топлива, энергетическое газообразное топливо, а также твердое топливо с высокой теплотой сгорания.

Методы энерготехнологической переработки твердого топлива классифицируют: а) по характеру среды, в которой топливо подвергается деструкции (разложению): 1) с нейтральной или восстановительной средой (пиролиз топлива); 2) с окислительной средой (газификация топлива); 3) со средой водорода (гидрогенизация); б) по тепловым условиям, при которых про-

текает деструкция: 1) низкотемпературный процесс (до 400 °С); 2) среднетемпературный процесс (400—700 °С); 3) высокотемпературный процесс (900 °С и выше).

Пиролиз твердого топлива — это процесс деструкции (распада) молекул органического вещества твердого топлива при нагревании его без доступа кислорода. В зависимости от температуры процесса пиролиз топлива подразделяют: на *бертинирование* (до 300 °С), *полукоксование* (400—600 °С) и коксование (900 °С и выше). В процессе *бертинирования* из твердого топлива (угля или торфа) выделяются пары воды и сорбированные поверхностью топлива газы (CO_2, CH_4, иногда воздух); твердое вещество топлива разлагается незначительно, но его поверхность становится более активна к процессам окисления. Теплота сгорания топлива повышается пропорционально снижению в топливе содержания влаги и сорбированных газов. При температурах выше 300 °С начинается деструкция твердой массы топлива; в результате распада молекул топлива из него выделяются летучие вещества — жидкие углеводородные соединения и горючие газы.

При температурах 400—600 °С (процесс полукоксования) из топлива выделяются первичная смола (по свойствам сходная с нефтью), первичные газы, содержащие H_2 — 10—30 %, CH_4 — 33—40 %, CO_2 — 5—15 %, CO — 5—8 % с теплотой сгорания ~23—30 МДж/м³ и твердый углеродный остаток (полукокс) с выходом летучих V^{daf} = 8—12 %. При температурах 900 °С и выше (процесс *коксования*) происходит более глубокая деструкция не только исходного топлива, но и первичных продуктов его разложения. Выход жидких углеводородов (смолы) сокращается с 10—12 до 2,5—5,5 %, но увеличивается до 15 % начальной массы топлива (угля) выход газообразных углеводородов с теплотой сгорания Q_i^r = 17—19 МДж/м³.

Процесс коксования применяется в промышленности для получения металлургического кокса из коксующихся углей (марок К, СС, С, Г, Ж) и ценных углеводородных соединений для химических производств как побочного продукта. Процесс полукоксования пригоден для производства энергетических топлив. Основанный на нем метод высокоскоростного пиролиза позволяет при нагреве низкосортного бурого угля (с Q_i^r = 15,5 МДж/кг) до 590 °С получить высокореакционный полукокс (с Q_i^r = 27—28 МДж/кг), смолу — сырье для моторных топлив (с Q_i^r = 36—

38 МДж/кг) и газ (с Q_i^r = 14,5—17 МДж/м³). Таким образом, из низкосортного угля получаются высококачественное твердое топливо, сырье для моторных топлив и газообразное топливо.

Процесс термической переработки угля путем его пиролиза при меньших температурах (450—470 °С) позволяет получить один вид энергетического топлива — облагороженный уголь с высокой теплотой сгорания. Такой процесс производства *термоугля* заключается в высокоскоростном нагреве угля в вихревых камерах до температуры 450—470 °С, во время которого из него выделяются вся влага и 5—8 % летучих, используемых в процессе для обеспечения необходимых тепловых условий его протекания. Полученный продукт — термоуголь (с теплотой сгорания 26,5—27 МДж/кг вместо 12,5—13,8 МДж/кг в исходном угле) является высококачественным энергетическим топливом, которое по экономическим показателям можно транспортировать в любую точку страны.

Энерготехнологическую переработку твердых топлив в окислительной среде (в воздухе, кислороде, водяном паре) называют *газификацией* топлива. Газификация угля — это термохимический процесс превращения угля, чаще углеродного остатка угля, в горючие газы путем обработки его в среде воздуха, кислорода и водяного пара. Процесс газификации, как правило, ведут в среде воздуха и водяного пара, кислорода и воздуха (автотермические процессы) и в среде только водяного пара (этот процесс требует подвода теплоты извне для обеспечения необходимых для химической реакции тепловых условий). Газификацию угля проводят при атмосферном и повышенном давлениях. Чем выше давление, тем больше в получающемся газе содержится водорода и тем меньше окиси углерода. С повышением давления растет производительность газогенераторов.

Технологически газификация угля организуется: в плотном слое, кипящем слое, в потоке. В последние годы получила распространение газификация не только сухого угля, но и водоугольных суспензий (высококонцентрированной смеси мелких частиц угля с водой). Газификация угля в плотном слое (процесс Лурги и др.), как правило, ведется при температурах 1000—1200 °С с твердым шлакоудалением и выше 1400 °С с жидким шлакоудалением; газификация угля в кипящем слое (процесс Винклера и др.) при температурах до 1000 °С — с твердым шлакоудалени-

ем, а в потоке (процесс Копперса — Тотцека и др.) при температурах выше 1500 °С — с жидким шлакоудалением.

В результате газификации угля в паровоздушной среде получается газ с теплотой сгорания 5—6,5 МДж/м³, на парокислородном дутье при атмосферном давлении — Q_i^r до 12,5 МДж/м³, а под давлением 1—2 МПа — Q_i^r до 16,5—17 МДж/м³. Полученный газ можно использовать в качестве топлива для производства тепловой и электрической энергии, а также как технологическое сырье в химических отраслях народного хозяйства. Для повышения теплоты сгорания газа за счет увеличения содержания в нем CH_4 до 40—70 % разработан процесс гидрогазификации, сочетающий газификацию угля в среде водорода и водяного пара с последующим метанированием получающегося газа в среде водорода. Процесс проводят при давлении 7—13,5 МПа и температуре 930 ° С, теплота сгорания получающегося газа 21—31 МДж/м³.

Для получения из угля искусственного жидкого топлива энерготехнологическую обработку угля проводят в среде водорода. Наиболее распространенным процессом такого типа является *гидрогенизация угля* — комплекс реакций угля с водородом при повышенных температурах и давлении в присутствии катализатора, сопровождающихся разрывом углеродных связей в угле и присоединением водорода. При гидрогенизации угля процесс протекает при температуре 450—480 °С и давлении 25—30 МПа при расходе водорода 4—5 % на массу угля. При использовании молибденового катализатора вместо железного давление в процессе может быть снижено до 10—15 МПа. В результате гидрогенизации из 1 кг угля образуется 55 % бензиновых и дизельных углеводородных фракций; остальное — тяжелые углеводородные фракции и углерод.

Известен процесс гидрирования угля без введения водорода — термическое растворение угля, в котором донором водорода являются жидкие продукты процесса. Процесс протекает при температуре 420 °С под давлением 5 МПа; в результате получаются тяжелые углеводородные фракции, аналогичные мазуту с температурой разделения выше 340 °С. Ориентация энергетики всех стран мира на использование в перспективе преимущественно угля для обеспечения требуемого энергопотребления при снижении темпов роста добычи нефти, а затем и природного газа объективно приведет к созданию других, более совершенных технологических процессов и схем энерготехнологической

переработки угля с целью обеспечения потребности народного хозяйства в моторном топливе, технологическом и энергетическом газе.

1.3. ТОПЛИВО

1.3.1. Основные определения, классификация. Топливом называют вещество, выделяющее при определенных условиях тепловую энергию, которую в зависимости от технических и экономических показателей используют в различных целях. В теплоэнергетических установках выделившаяся из топлива тепловая энергия используется для получения рабочего тела — водяного пара или горячей воды, используемых в дальнейшем в технологических и отопительных установках, а также для производства электрической энергии.

Классификация топлива. Топливо можно разделить на две основные группы: горючее и расщепляющееся (рис. 1.5). *Горючее* — топливо, которое выделяет необходимое количество теплоты при взаимодействии с другим веществом (окислителем); при этом химические компоненты горючего переходят в его окислы. *Расщепляющееся* — топливо, которое выделяет необходимое количество теплоты в результате расщепления при

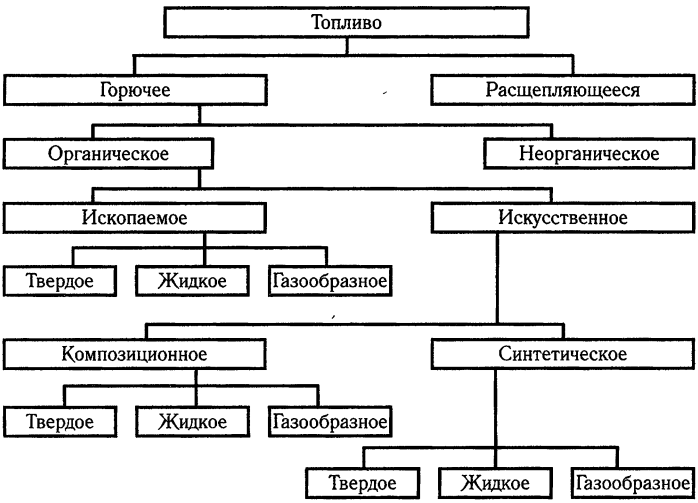


Рис. 1.5. Классификация топлива

определенных условиях молекул его вещества с одновременным образованием молекул других химических элементов.

Горючее топливо делится на органическое и неорганическое. *Органическое* топливо включает углеводородные химические соединения природного и искусственного происхождения, углерод и водород, а также их смеси. *Неорганическим* топливом являются неорганические вещества и их композиции, которые при взаимодействии с окислителем выделяют большое количество теплоты. Такими веществами могут быть металлы: алюминий (Al), магний (Mg), железо (Fe) и др. Чтобы горючее топливо выделило теплоту, необходима его химическая реакция с другим веществом — окислителем. В качестве окислителя в общем случае могут использоваться как чистый кислород (O_2) и его модификации (O, O_3), так и другие активные химические соединения — окислители: азотная кислота (HNO_3), перекись водорода (H_2O_2) и др. В энергетических установках в качестве окислителя, как правило, применяют воздух, содержащий 21 % (по объему) кислорода, и в особых случаях — чистый кислород.

Органическое топливо делят на ископаемое природное и искусственное, которое, в свою очередь, делится на композиционное и синтетическое. *Ископаемое природное* топливо — это топливо, накопленное в недрах Земли и являющееся продуктом биохимических и химических превращений органического вещества растений и микроорганизмов, существовавших на Земле 0,5—500 млн лет назад. К нему относятся: уголь, сланец, торф, природный газ, извлекаемые человеком из недр Земли. *Искусственное* топливо — это органическое топливо, созданное человеком путем соответствующей переработки, как правило природных соединений (в том числе и природных топлив), с целью получения топлив с новыми, наперед заданными свойствами. *Композиционное* топливо — это механическая смесь горючих (в том числе органического топлива), а в ряде случаев горючих и негорючих веществ, обладающая новыми теплотехническими свойствами по сравнению со свойствами исходных горючих. К композиционному топливу относятся топливные суспензии, топливные эмульсии, топливные брикеты, гранулы, топливо из горючих отходов и др. *Синтетическое* топливо — продукт термохимической переработки горючих веществ (в том числе и органического топлива), обладающий новыми теплотехническими свойствами по сравнению с исходным горючим веществом.

К синтетическому топливу относятся все продукты переработки нефти: бензин, керосин, дизельное топливо, мазут, жидкое топливо и газ, полученные из угля, и др.

При производстве тепловой энергии для теплоснабжения на теплоэлектроцентралях, тепловых станциях, производственных и отопительных котельных используют в основном природное органическое топливо, однако уже в настоящее время созданы теплоэнергетические установки, работающие на искусственном органическом и расщепляющемся топливе. Использование этих топлив в перспективе будет непрерывно расширяться.

1.3.2. Органическое топливо. Общие положения. Происхождение органического топлива. По своему составу органическое топливо можно разделить на твердое, жидкое и газообразное. По современным представлениям все эти три группы органических ископаемых топлив имеют аналогичное происхождение. Органические ископаемые образовались из органического вещества растений и микроорганизмов различных периодов развития биологических структур на Земле. Различия встречающегося в недрах Земли природного топлива обусловлены особенностями исходных органических остатков, из которых оно формировалось, а также условиями их преобразований. Накопление органического материала преимущественно за счет отмерших высших растений происходило в условиях заболоченной суши; его трансформация сначала в условиях ограниченного контакта с кислородом, а затем при прекращении такого контакта привела в дальнейшем к образованию горючих ископаемых типа гумолитов, к которым относят торф и большинство ископаемых углей. Органические остатки главным образом разложившихся одноклеточных организмов, накопленные на дне прибрежных зон морей и океанов при полном отсутствии кислорода, явились источником образования сапропеля («гниющего ила»), из которого в дальнейшем сформировались горючие ископаемые класса сапропелитов — некоторые угли, большинство сланцев, нефть, природный горючий газ.

Различают три стадии преобразования исходного органического материала: 1) *торфяная стадия* — во время этой стадии остатки растений накапливаются и преобразуются в результате биохимических процессов, связанных с жизнедеятельностью грибков и бактерий, главным образом анаэробных, не нуждающихся в кислороде воздуха. При этом происходит как распад

исходных высокомолекулярных веществ, так и синтез новых. Эти преобразования в условиях частичного доступа кислорода (заболоченная суша) в дальнейшем приводят к образованию гумолитов (торфа и угля), а без доступа кислорода (дно морей и океанов) — сапропелитов (нефти и газа); 2) *буроугольная стадия* — во время этой стадии происходит дальнейшее преобразование органического материала, сосредоточенного в толще пород в результате тектонических явлений — сдвигов в земной коре. Глубокое захоронение этого материала под давлением до 300 МПа при повышенных температурах (предположительно 450—520 К), характерных для таких глубин, приводит к значительному изменению органических остатков, называемому углефикацией. Главной особенностью процесса углефикации является интенсификация химических реакций поликонденсации и полимеризации органического вещества с выделением H_2O, CO_2, CH_4. Результатом процесса углефикации на этой стадии является обогащение оставшегося органического материала углеродом. Эта стадия характерна для преобразования как гумолитов, так и сапропелитов; 3) *каменноугольная стадия* характерна в основном для гумолитов и соответствует более высокой степени их углефикации. Главным фактором развития стадии, по-видимому, является температура, которая должна соответствовать 520—620 К. Конечным продуктом этой стадии является образование каменных углей, а затем и антрацита — угля, органическая масса которого на 95—97 % состоит из углерода. Каменноугольная стадия сапропелитов заключается в дальнейшем развитии реакций полимеризации и поликонденсации органического вещества с образованием углеводородных соединений с высоким содержанием углерода.

Наличие природных катализаторов в ряде случаев обусловило избирательную направленность преобразований органического материала, в результате чего он превратился в устойчивые углеводороды метанового, нафтенового и ароматического ряда, явившись источником образования месторождений нефти и газа. Жидкая смесь углеводородов могла мигрировать сквозь пористые породы, что обусловило образование месторождений нефти и газа вдали от морей и океанов. Сапропелиты с высоким содержанием минеральных примесей явились источником последующего образования горючих сланцев, имеющих зольность 50—75 %.

Состав топлива. Отличительной особенностью твердых и жидких топлив является сложность химического состава их органического вещества, что предопределило оценку их состава по процентному содержанию заключенных в нем химических элементов. Газообразное топливо, представляющее собой механическую смесь достаточно простых углеводородов и других известных соединений, оценивается по доле этих соединений в топливе. В общем случае состав органического топлива можно разделить на горючую и негорючую части (рис. 1.6).

Горючая часть топлива (твердого и жидкого) представляет собой в основном оранические соединения, образованные пятью химическими элементами: углеродом (C), водородом (H), серой (S), кислородом (O) и азотом (N). При этом кислород и азот топлива не участвуют в экзотермических реакциях и поэтому являются как бы «внутренним балластом» топлива. Горючая часть топлива включает также некоторые минеральные соединения (например, бисульфид железа FeS_2), которые взаимодействуют с кислородом воздуха при высокой температуре также со значительным тепловыделением. Минеральные компоненты топлива типа FeS_2, так называемый железный колчедан, имеют две минералогические разновидности: пирит и марказит.

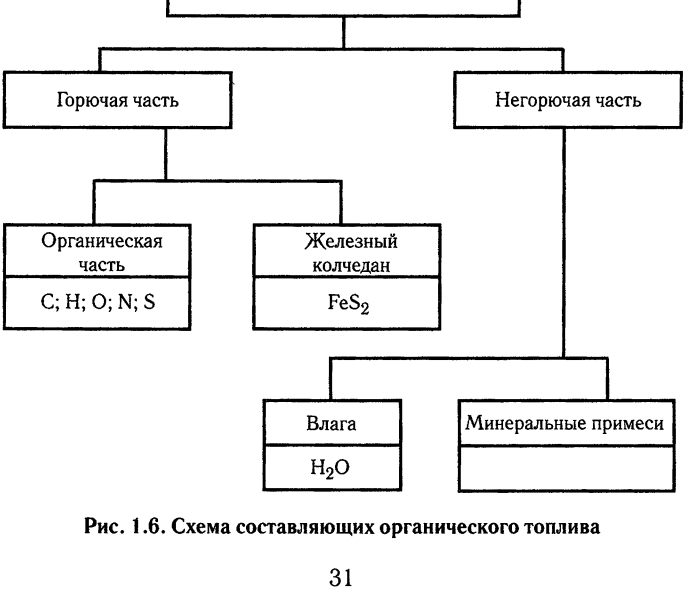


Рис. 1.6. Схема составляющих органического топлива

Присутствие серы в топливе в значительной степени определяет его склонность к образованию вредных выбросов при сжигании и коррозионную активность продуктов сгорания. Сера заключена как в горючей, так и в минеральной части топлива. Поэтому общее содержание серы в топливе S_t представляет собой сумму трех слагаемых: серы в органическом веществе топлива (органическая сера S_o), серы в сульфидах топлива (пиритная или сульфидная сера S_s) и серы в негорючей части топлива (сульфатная сера S_{SO_4}):

$$S_t = S_o + S_s + S_{SO_4},$$

при этом горючая сера $S_c = S_o + S_s$; $S_t = S_c + S_{SO_4}$.

Негорючая часть топлива (см. рис. 1.6) состоит из влаги W_t и минеральной части M, образующей при сгорании золу A. Состав твердого и жидкого топлива обычно выражают в % по массе. При этом за 100 % могут быть приняты: 1) рабочее состояние топлива (X^r) — состояние топлива с таким содержанием влаги и золы, с которыми оно добывается, отгружается и используется (X — компонента состава топлива); 2) аналитическое состояние топлива (X^a — состояние топлива, характеризуемое подготовкой пробы, в которую включается ее размол до крупности зерен менее 0,2 мм или до других размеров, предписанных специальными методами анализа), и приведением ее в равновесие с условиями лабораторного помещения; 3) сухое состояние топлива (X^d) — состояние топлива без содержания общей влаги (кроме гидратной); 4) сухое беззольное состояние топлива (X^{daf}) — условное состояние топлива, не содержащего общей влаги и золы; 5) органическая масса топлива (X^0) — условное состояние топлива без содержания влаги и минеральной массы; 6) влажное беззольное состояние (X^{af}) — условное состояние топлива без содержания золы, но с влажностью (влагоемкостью), соответствующей данному состоянию топлива.

Пересчеты содержания компонентов, выраженных в процентах одного состояния топлива, в проценты другого его состояния производят на основе уравнения его состава для каждого состояния. Например, для рабочего состояния топлива можно записать:

$$C^r + H^r + S_c^r + N^r + A^r + W_t^r = 100\%;$$

для аналитического состояния топлива

$$C^a + H^a + S_c^a + N^a + A^a + W_t^a = 100\%;$$

для сухого состояния топлива

$$C^d + H^d + S_c^d + N^d + A^d = 100\%;$$

для сухого беззольного состояния топлива

$$C^{daf} + H^{daf} + S_c^{daf} + O^{daf} + N^{daf} = 100\%.$$

Пересчетные коэффициенты, получаемые из этих уравнений, приведены в табл. 1.2 и 1.3.

Коэффициенты пересчета: с сухого состояния топлива в рабочее

$$k_1(100 - W_t^r)/100;$$

с беззольного сухого состояния в рабочее

$$k_2 = (100 - W_t^r - A^r)/100 = (100 - W_t^r)(100 - A^d)/(100 \cdot 100). \quad (1.1)$$

Теплота сгорания топлива — это параметр органического топлива, характеризующий его энергетическую ценность. Теплота сгорания представляет собой количество тепловой энергии, которая может выделиться в ходе химических реакций окисления горючих компонентов топлива с газообразным кислородом. При этом принято, что в результате реакций окисления образуются высшие оксиды CO_2 и H_2O; сера окисляется только до SO_2, а азот топлива выделяется в виде молекулярного азота N_2. Теплота сгорания является удельной характеристикой топлива, ее относят к единице объема или массы топлива в любом из расчетных его состояний: рабочем, сухом, сухом беззольном и т. д. Для жидкого и твердого топлива за единицу его количества выбирают 1 кг его массы, а для газообразного — 1 м^3 его объема при стандартных условиях (101, 325, кПа, 273 К). Принятыми единицами измерения теплоты сгорания являются кДж/кг (кДж/м^3) или МДж/кг (МДж/м^3).

Количество тепловой энергии, выделяющейся при полном сгорании топлива, зависит от того, в каком (паровом или жидком) состоянии находится влага (H_2O) в продуктах сгорания. Если водяной пар сконденсируется и вода в продуктах сгорания

Таблица 1.2. **Формулы пересчета состава топлива и высшей теплоты сгорания из одного состояния в другое**

Состояние топлива	Пересчет в состояние топлива				
	рабочее r	аналитическое a	сухое d	сухое беззольное daf	органическая масса o
Рабочее r	1	$\frac{100-W^a}{100-W_t^r}$	$\frac{100}{100-W_t^r}$	$\frac{100}{100-(W_t^r+A^r)}$	$\frac{100}{100-(W_t^r+M^r)}$
Аналитическое a	$\frac{100-W_t^r}{100-W^a}$	1	$\frac{100}{100-W^a}$	$\frac{100}{100-(W^a+A^a)}$	$\frac{100}{100-(W^a+M^a)}$
Сухое d	$\frac{100-W_t^r}{100}$	$\frac{100-W^a}{100}$	1	$\frac{100}{100-A^d}$	$\frac{100}{100-M^d}$
Сухое беззольное daf	$\frac{100-(W_t^r+A_t^r)}{100}$	$\frac{100-(W^a+A^a)}{100}$	$\frac{100-A^d}{100}$	1	$\frac{100-A^d}{100-M^d}$
Органическая масса o	$\frac{100-(W_t^r+M^r)}{100}$	$\frac{100-(W^a+M^a)}{100}$	$\frac{100-M^d}{100}$	$\frac{100-M^d}{100-A^d}$	1

Здесь M — минеральная часть топлива, %; W^a — влага аналитической пробы топлива, %.

Таблица 1.3. **Формулы пересчета низшей теплоты сгорания топлива из одного состояния в другое**

Состояние топлива	Пересчет в состояние топлива				
	рабочее r	аналитическое a	сухое d	сухое беззольное daf	органическая масса o
Рабочее r	1	$\frac{100-W^a}{100-W_t^r}(Q_i^r + 24{,}62W_t^r) - 24{,}62W^a$	$\frac{100(Q_i^r + 24{,}62W_t^r)}{100-W_t^r}$	$\frac{100(Q_i^r + 24{,}62W_t^r)}{100-(W_t^r + A^r)}$	$\frac{100(Q_i^r + 24{,}62W_t^r)}{100-(W_t^r + M^r)}$
Аналитическое a	$\frac{100-W_t^r}{100-W^a}(Q_i^a + 24{,}62W^a) - 24{,}62W_t^r$	1	$\frac{100(Q_i^a + 24{,}62W^a)}{100-W^a}$	$\frac{100(Q_i^a + 24{,}62W^a)}{100-(W^a + A^a)}$	$\frac{100(Q_i^a + 24{,}62W^a)}{100-(W^a + M^a)}$

Здесь M — минеральная часть топлива, %; W^a — влага аналитической пробы топлива, %.

будет находиться в жидком состоянии, то количества теплоты, выделяющейся при сгорании топлива, будет больше на величину теплоты конденсации водяных паров. Количество тепловой энергии, которое может выделиться при полном сгорании 1 кг твердого или жидкого топлива или 1 м^3 газообразного топлива при условии, что образующиеся водяные пары в продуктах сгорания конденсируются, называется *высшей теплотой сгорания* топлива (Q_S).

Если при сгорании топлива водяные пары не конденсируются, то теплота сгорания единицы массы или объема топлива уменьшается на величину теплоты конденсации водяных паров Q_{H_2O}. Разность — $Q_S - Q_{H_2O} = Q_i$ носит название *низшей теплоты* сгорания.

Количество воды в виде водяного пара в массе продуктов сгорания (в кг), отнесенное к 1 кг топлива, есть сумма массы воды, содержащейся в исходном топливе ($W_t/100$), и массы воды, образовавшейся при его сгорании 8,94 Н/100, поскольку из 1 кг водорода топлива образуется 8,94 кг воды. В расчетах теплоту конденсации 1 кг водяного пара принимают равной 2462 кДж/кг. Отсюда теплота конденсации водяных паров

$$Q_{H_2O} = 2462\,(8{,}94\text{Н}/100 + W_t/100) = 24{,}62\,(8{,}94\,\text{Н} + W_t). \quad (1.2)$$

Взаимосвязь высшей и низшей теплоты сгорания с учетом зависимости (1.2) можно записать так:

$$Q_S = Q_i + 24{,}62\,(8{,}94\,\text{Н} + W_t). \quad (1.3)$$

Пересчет высшей теплоты сгорания топлива из одного его состояния в другое производят по формулам, аналогичным для пересчета состава топлива. Пересчет низшей теплоты сгорания топлива из одного состояния в другое производят с учетом изменения теплоты конденсации водяных паров при изменении состава топлива, например за счет изменения его влажности и зольности. В общем случае изменение низшей теплоты сгорания топлива Q_i; при изменении его состава можно пересчитать через изменение высшей теплоты сгорания по формулам (1.1) и (1.3). Например, при изменении влажности и зольности топлива с параметров W_{t1}^r и A_1^r на W_{t2}^r и A_2^r низшая теплота сгорания топлива в рабочем состоянии *2* по данным его состояния *1* может быть пересчитана путем использования соотношения в кДж/кг:

$$Q^r_{S_2} = Q^r_{S_1}[(100 - W^r_{t_2} - A^r_2)/(100 - W^r_{t_1} - A^r_1)];$$

$$Q^r_{i_2} = (Q^r_{i_1} + 24{,}62W^r_{t_1})\frac{100 - W^r_{t_2} - A^r_2}{100 - W^r_{t_1} - A^r_1} - 24{,}62W^r_{t_2}.$$

Формула для расчета низшей теплоты сгорания топлива по данным состава топлива и значению низшей теплоты его сгорания в сухом беззольном состоянии (Q_i^{daf}), которые обычно приводятся в справочниках, имеет вид

$$Q^r_i = Q^{daf}_i \frac{100 - A^r - W^r_t}{100} - 24{,}62W^r_t.$$

Величины теплоты сгорания для наиболее распространенных топлив приведены в табл. 1.4, откуда видно, что чем выше степень углефикации топлива, тем выше его высшая теплота сгорания; чем выше содержание в топливе водорода, тем больше различие между значениями Q_S^{daf} и Q_i^{daf}.

Теплоту сгорания топлива, как правило, определяют экспериментально в калориметрической бомбе. При этом величина теплоты сгорания топлива, определяемая по бомбе $Q_б$ отличается от величины высшей теплоты сгорания Q_S условиями эксперимента (сжиганием навески топлива в среде чистого кислорода, окислением серы до SO_3 и др.). Зная величину $Q_б$, расчетным путем можно определить высшую теплоту сгорания.

В теплотехнических расчетах теплоту сгорания топлива можно найти, зная элементный состав топлива по формуле Менделеева в кДж/кг:

$$Q^r_i = 339{,}13C^r + 1035.94H^r - 108{,}86(O^r - S^r_c) - 24{,}62\,W^r_t.$$

Теплоту сгорания газообразного топлива рассчитывают по теплоте сгорания его компонентов (в кДж/м³):

$$Q^d_i = 108H_2 + 126{,}3CO + 358{,}2\,CH_4 + 560{,}5C_2H_2 + \\ + 590{,}6C_2H_4 + 637{,}3C_2H_6 + 912{,}3C_3H_8 + \ldots + 235H_2S.$$

Приведенные характеристики топлива. Эффективность теплогенератора, работающего на органическом топливе, линейно зависит от количества водяных паров и золы, выделяющихся на единицу полученной теплоты при сжигании топлива. От количества выделяющихся при этом оксидов серы

Таблица 1.4. **Состав и теплота сгорания органического топлива**

Топливо	Сухое беззольное состояние (*daf*)											Рабочее состояние (*r*)		
	W_t^r, %	A^d, %	V, %	C, %	H, %	S_C, %	N, %	O, %	Q_S, МДж/кг (м³)	Q_t, МДж/кг (м³)	Q_S/Q_t	Q_S, МДж/кг (м³)	Q_t, МДж/кг (м³)	Q_S/Q_t
Торф	50	12,5	70,0	56,5	6,0	0,3	2,5	34,7	22,9	21,48	1,066	10,02	8,12	1,234
Бурые угли Б1 (Александрийское месторождение)	55,6	22,5	58,0	69,3	5,6	4,9	0,7	19,5	28,88	27,13	1.064	9,94	7,91	1,256
Б2 (Подмосковный бассейн)	32,0	39,0	48,0	66,0	5,2	6,9	1,1	20,8	27,63	25,74	1,073	11,46	9,88	1,16
Б3 (Азейское месторождение)	25,0	19,0	47,0	74,0	5,3	0,6	1,4	18,7	30,14	28,85	1,045	18,31	16,91	1,082
Каменные угли														
Г (газовый)	10,0	28,0	40,0	79,0	5,5	4,9	1,5	9,1	33,70	31,98	1,054	21,84	20,47	1,067
Д (длиннопламенный)	13,0	28,0	43,0	75,0	5,5	4,9	1,6	13,0	31,81	30,10	1,057	19,92	18,5	1,077
Т (тощий)	6,0	25,0	12,0	89,0	4,2	3,5	1,5	1,8	35,59	34,33	1,037	25,09	24,07	1,042
Антрацит АШ	8,5	30	4,0	92,0	1,8	2,6	0,8	2,7	33,66	32,95	1,021	21,56	20,89	1,032
Сланцы	8	70	90	74	10	4,7	0,3	11,0	36,7	34,5	1,064	12,0	11,0	1,09
Мазут М 100 (малосернистый)	3,0	0,05		87,31	12,07	0,31	0,3		44,32	41,61	1,065	42,98	40,27	1,067
Природный газ (Уренгойское месторождение)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	39,92	35,84	1,114

(SO_2) зависит уровень вредных выбросов с продуктами сгорания. Уровень таких удельных образований — H_2O, золы и SO_2 на единицу теплоты сгорания топлива (иными словами, на единицу мощности котла) — достаточно хорошо оценивается приведенными характеристиками топлива: влажностью $W_{пр}$, зольностью $A_{пр}$ и сернистостью $S_{пр}$. Величина приведенной характеристики (влажности, сернистости или зольности) равна содержанию соответствующей компоненты в топливе (W_t^r, A_t^r или S_c^r), деленной на низшую теплоту сгорания топлива Q_i^r, МДж/кг (м^3):

$$W_{пр} = W_t^r / Q_i^r; \quad A_{пр} = A^r / Q_i^r; \quad S_{пр} = S_c^r / Q_i^r.$$

Тепловой эквивалент топлива. Для сравнения различных видов топлива при разработке энергетических балансов, оценке топливных ресурсов, составлении планов теплоснабжения, нормировании и при статистической отчетности все виды топлива по теплоте сгорания приводят к единому эквиваленту. Таким тепловым эквивалентом служит единица «условного топлива», имеющего расчетную теплоту сгорания 29,308 МДж/кг. Для пересчета реальных топлив в условное топливо используют тепловой эквивалент в кг у. т./кг:

$$Э = Q_i^r / 29{,}308.$$

Усредненные тепловые эквиваленты отдельных видов топлива равны: для угля — 0,718, газа природного — 1,17—1,2; нефти — 1,43; газа нефтепромыслового — 1,35—1,44; мазута — 1,3; горючих сланцев — 0,353; торфа — 0,4; дров — 0,249. С введением международной системы единиц измерений СИ в ряде случаев тепловой эквивалент топлива стали рассчитывать в единицах выделенной энергии (в МВт · ч) или непосредственно в джоулях: 1 т у. т. = 29,308 ГДж = 8,141 МВт · ч. При составлении энергетических балансов применяют более крупные тепловые единицы, например: 1 ЭДж= 10^{18} Дж, или 1 ПДж = 10^{15} Дж.

1.3.3. Твердое топливо. Твердое органическое топливо по степени углефикации исходного органического материала делят на древесину, торф, бурый уголь, каменный уголь и антрацит (см. табл. 1.4). Пригодность твердого топлива в определенных областях использования определяется его химическим составом и свойствами. Для оценки качества углей разработана промыш-

ленная бассейновая классификация углей. Все угли, имеющие высшую теплоту сгорания во влажном беззольном состоянии Q_S^{af} менее 24 МДж/кг, называются *бурыми углями*. Угли, имеющие величину Q_S^{af} выше 24 МДж/кг и выход летучих на сухое беззольное состояние V^{daf}[1] более 9 %, называются *каменными углями*. Угли, имеющие величину Q_S^{af} выше 24 МДж/кг и выход летучих V^{daf} менее 9 %, называются *антрацитами*.

В соответствии с принятой промышленной классификацией бурые угли подразделяют по влажности топлива, находящегося в рабочем состоянии, на три группы: Б1 ($W_t^r > 40$ %); Б2 ($W_t^r = 30—40$ %); Б3 ($W_t^r < 30$ %). Каменные угли разделяют на марки:

Уголь	Марка	V^{daf}
Длиннопламенный	Д.....	более 37
Газовый	Г.....	более 35
Жирный	Ж.....	27—37
Коксовый	К.....	18—27
Отощенный спекающийся	ОС.....	14—22
Слабоспекающийся	СС.....	25—37
Тощий	Т.....	8—17

Антрациты делят на собственно антрациты (А) и полуантрациты (ПА).

Марки угля различают по выходу летучих и характеру летучего остатка. Характеристики угля в пределах одних и тех же марок определяются для каждого угольного бассейна отдельно. Принятая система классификации каменных углей не является универсальной, что в известной степени ограничивает ее применение, например, в случаях замены одного вида угля другим. Кроме промышленной классификации каменных и бурых углей разработана единая петролого-геохимическая классификация, в основу которой положены выход летучих веществ и петрографический состав угля.

Петрографический состав угля. Уголь по своей природе является веществом, неоднородным по цвету, блеску,

[1] Выход летучих V — горючая смесь газов и паров в % от анализируемой массы угля, выделяющихся из измельченного угля при его нагреве в лабораторной муфельной печи при температуре 850 °С без доступа воздуха.

твердости, пористости и другим параметрам. С целью классификации углей все геохимические микрокомпоненты углей разделены на три группы: *витринита* (V_t) — микрокомпоненты угля этой группы в отраженном свете под микроскопом представляют собой аморфные слоистые вещества серого цвета; *инертинита* (F) — микрокомпоненты угля этой группы включают вещества с хорошо различимой структурой древесины желтовато-белого цвета; *липтинита* (L) — микрокомпоненты угля, представляющие собой материал оболочек спор с включением в него смолистых веществ. Наиболее ценными являются микрокомпоненты угля групп витринита и липтинита, наименее ценными — группы инертинитов; последние имеют повышенное содержание кислорода и относительно низкую теплоту сгорания. Микрокомпоненты группы инертинита имеют наибольшую удельную поверхность и наиболее склонны к саморазогреванию и самовозгоранию.

Влага твердого топлива. Твердое топливо способно удерживать в своем объеме определенное количество влаги в результате химического и физико-химического гетерогенного взаимодействия с веществом угля. Влагу общую W_t^t, удерживаемую веществом угля, условно делят на внешнюю W_{ex} и гидратную W_m. К *внешней* влаге относят влагу, попавшую в массу угля в пласте, а также влагу, попавшую при добыче, хранении и транспортировке топлива за счет грунтовых вод и из атмосферного воздуха (свободная влага); сорбированную влагу и заполняющую капилляры и открытые поры массы угольного вещества (связанная влага). Внешняя влага легко удаляется из угля механическими средствами и термической сушкой при температуре до 105 °С. К *гидратной* влаге относят влагу, входящую в состав кристаллогидратов минеральных примесей топлива, и коллоидную влагу, являющуюся составной частью угольного вещества. Гидратная влага выводится из топлива для большинства кристаллогидратов при температурах 150—200 °С, а при кратковременном пребывании в высокотемпературной среде полное выделение гидратной влаги происходит при температурах среды свыше 600 °С. Гидратная влага составляет лишь несколько процентов от общего содержания воды в топливе. При увеличении зольности топлива доля гидратной влаги растет.

При длительном пребывании на воздухе (например, при хранении) влажность топлива стабилизируется, так что давле-

ние насыщенного пара влаги топлива уравновешивается парциальным давлением влаги воздуха, т. е. его относительной влажностью. Твердое топливо с такой установившейся влажностью называют воздушно-сухим топливом, а его влагу — влагой воздушно-сухого топлива или лабораторной W_h.

Для сравнения топлив по их способности поглощать влагу из воздуха используют значение равновесной влажности, соответствующей температуре воздуха 20 °С и его относительной влажности 60 %. Влага топлива, находящаяся в этих условиях, называется гигроскопической. Наибольшее значение влажности, которой может достигнуть твердое топливо без свободной влаги на его внешней поверхности, называют его максимальной влагоемкостью $W_{макс}$. Внешняя W^r_{ex} и лабораторная W_h влага топлива связана с общей рабочей влажностью W^r_t топлива соотношением

$$W^r_t = W^r_{ex} + W_h[(100 - W^r_{ex})/100].$$

Здесь общая W^r_t и внешняя W^r_{ex} влага топлива выражена в процентах от массы топлива в рабочем состоянии, а лабораторная влага W_h — в процентах от лабораторной пробы.

Термическое разложение твердого топлива, выход летучих веществ. Твердое органическое топливо является термически нестойким веществом, которое при нагревании разлагается, в результате чего происходит деструкция (распад) термически нестойких сложных углеводородсодержащих соединений массы топлива с выделением горючих (водорода, углеводородов, окиси углерода) и негорючих (углекислоты и водяных паров) газов. Оценку топлива по выходу летучих определяют путем нагревания измельченной пробы воздушно-сухого топлива массой 1 г без доступа воздуха при температуре 850 °С в течение 7 мин. Выход летучих V, определенный как уменьшение массы пробы топлива за вычетом содержания в нем влаги, относят к массе топлива в сухом беззольном состоянии.

По мере увеличения степени углефикации топлива выход летучих веществ V^{daf} уменьшается (см. табл. 1.4).

Величина V^{daf} составляет, %: для сланцев — 80—90; торфа — 70; бурых углей — 40—60; каменных углей марки Г — 35—40; тощих углей — 11—13; антрацитов — 2—9. При нагревании выход летучих начинается при температурах, °С: для торфа — 100—120, бурых углей 140—160; для тощих углей и

антрацитов — 400—450 и завершается при температуре свыше 1000—1100 °С. После завершения выхода летучих из топлива остается высокопористый твердый остаток, содержащий углеродный продукт деструкции угля и зольную его часть, называемый *коксовым остатком*. Температура воспламенения летучих веществ ниже температуры воспламенения коксового остатка, поэтому, как правило, горение частицы натурального твердого топлива начинается с воспламенения летучих и скорость горения во многом зависит от параметра V^{daf} топлива.

Минеральные компоненты твердого топлива. Минеральные (негорючие) компоненты в твердом топливе возникли либо за счет минеральных веществ исходного органического материала, либо вследствие попадания их в массу топлива извне на стадиях углеобразования или добычи угля. В зависимости от причины попадания минеральных примесей в топливо их подразделяют на: 1) *первичные примеси* — обусловленные наличием минеральных веществ в исходном органическом материале; количество этих примесей не превышает 0,5 % массы топлива в сухом состоянии; 2) *вторичные примеси* — минеральные вещества, занесенные в залежи топлива ветром и водой (глина, песок и т. д.) и образующиеся в результате жизнедеятельности бактерий (сульфаты, пирит, карбонаты и др.); вместе с первичными эти примеси также называют внутренними, поскольку они распределены в самой залежи топлива; 3) *третичные примеси* — минеральные вещества, попавшие в топливо из окружающих горных пород при его добыче; доля этих примесей зависит от геологических особенностей месторождения топлива и от метода его добычи.

Примеси твердого топлива образованы большим количеством минеральных веществ, главными из которых являются: силикаты (глинозем Al_2O_3, кремнезем SiO_2, глина), сульфиды (FeS_2, CaS), карбонаты ($CaCO_3$, $MgCO_3$, $FeCO_3$), сульфаты ($CaSO_4$, $MgSO_4$), закиси и окиси металлов, фосфаты, хлориды, соли щелочных металлов и др. Некоторые из этих веществ объединены в минералы сложного состава, например: каолинит $Al_2O_3 \cdot 2SiO_2 \cdot 2H_2O$, доломит $CaMg(CO_3)_2$, ортоклаз $K_2O \cdot Al_2O_3 \cdot 2SiO_2$ и др. Соотношение между отдельными компонентами минеральных примесей и общее их количество по отношению к массе топлива существенно зависят от месторождения топлива и могут сильно различаться. Кроме основных компо-

нентов в минеральных примесях твердого топлива присутствуют также соединения многих редких и рассеянных химических элементов: платины, кобальта, германия, урана и др.

О содержании минеральных примесей в топливе судят по его зольности. *Зольность* А — это негорючий остаток, образующийся при полном окислении всех горючих компонентов топлива в стандартных лабораторных условиях при температуре 800 °С, выраженный в % исходной массы топлива. Зольность твердого топлива в зависимости от его месторождения меняется в широких пределах — от 2—3 % до 60—70 %.

При нагреве твердого топлива (в том числе и в процессах горения топлива) в минеральных примесях топлива происходят физические и химические преобразования, приводящие к образованию из минералов новых, более простых химических соединений, преимущественно окислов. Так и при температурах 400—600 °С колчедан окисляется.

$$4FeS_2 + 11O_2 = 2Fe_2O_3 + 8SO_2.$$

Сернистый ангидрид, образовавшийся при окислении колчедана и серы, вступает в реакцию с $CaCO_3$ и O_2:

$$2SO_2 + 2CaCO_3 + O_2 = 2CaSO_4 + 2CO_2\uparrow.$$

При температуре выше 600 °С разлагаются карбонаты $CaCO_3$; при температуре выше 1000 °С — сульфаты $CaSO_4$, а в окислительной среде закись железа FeO переходит в его окись Fe_2O_3, происходит потеря массы минеральных примесей, главным образом, за счет образования двуокиси углерода CO_2.

Несгоревшая часть топлива образует очаговые остатки, которые в общем случае включают золу и шлак.

Зола — порошкообразный негорючий остаток, образовавшийся после термического разложения и обжига минеральных примесей топлива в процессе его горения. Зола может быть в виде летучей золы и в виде провала. Летучая зола (зола уноса, или унос) — пылевидные фракции золы, выносимые продуктами сгорания из топки котла или осаждающиеся в его конвективных газоходах. Провал — более крупные фракции золы, выпадающие в холодную воронку топки или под колосниковую решетку. *Шлак* — минеральные примеси, подвергшиеся высокотемпературному нагреву, в результате которого они расплавились или спеклись и приобрели в конечном счете значительную прочность.

Главными составляющими очаговых остатков являются окислы: SiO_2, Al_2O_3, FeO, Fe_2O_3, CaO, MgO; сульфаты: $CaSO_4$,

$MgSO_4$, $FeSO_4$; в меньших количествах присутствуют фосфаты, окислы щелочных металлов K_2O и Na_2O и другие соединения. Различают окислы: кислые — SiO_2, TiO_2, P_2O_5; основные — CaO, MgO, FeO, K_2O, Na_2O и амфотерные — Al_2O_3, Fe_2O_3. Соотношение, в котором шлак содержит окислы, выражают через его кислотность и основность.

Кислотность шлака «К» — это отношение в нем кислых окислов к суммарному содержанию основных и амфотерных окислов (в % по массе):

$$K=\frac{[SiO_2]+[TiO_2]+[P_2O_5]}{[FeO]+[CaO]+[MgO]+[Al_2O_3]+[Fe_2O_3]}.$$

Основность шлака «О» — это отношение в нем основных окислов к суммарному содержанию кислых и амфотерных окислов (в % по массе):

$$O=\frac{[FeO]+[CaO]+[MgO]+[K_2O]+[Na_2O]}{[SiO_2]+[Al_2O_3]+[TiO_2]+[P_2O_5][Fe_2O_3]}.$$

Шлаки и зола, для которых К >1, называют *кислыми*, при О >1 — *основными*, не удовлетворяющие этим двум условиям — *нейтральными*.

Плавкость золы и шлаков. Поведение очаговых остатков при высоких температурах (их размягчение, плавление, текучесть образовавшегося расплава) относится к числу важнейших теплотехнических характеристик твердого топлива. Эти характеристики топлива существенно влияют на конструкцию котла, его надежность, условия его эксплуатации и как следствие этого — на себестоимость вырабатываемой теплоты. Практически все компоненты золы являются тугоплавкими. Так, температура плавления, °С: SiO_2 = 1728, Al_2O_3 = 2050, Fe_2O_3 = 1562, CaO = 2585, MgO = 2800 и т. д. В то же время зола образует многокомпонентные системы, в которых за счет образования эвтектических сплавов появление жидкой фазы наблюдается при температурах, значительно меньших, чем температуры плавления чистых ее компонентов. Оценку плавкости золы и шлаков в СССР, как правило, проводят, используя метод конусов — по степени деформации стандартного образца, выполненного из материала золы при его нагревании.

Образец представляет собой трехгранную пирамиду из золы со стороной основания 6 мм и высотой 13 мм. Деформация об-

разца при нагревании возникает за счет потери его прочности под действием гравитационных сил. Образец нагревают в лабораторной криптоловой электропечи в полувосстановительной газовой среде (смесь N_2, CO_2, CO, H_2), которая возникает вследствие проникновения в рабочую зону газов из криптолового слоя. При медленном нагревании образца фиксируют следующие состояния образца и соответствующие им температуры среды: 1) температуру начала деформации образца (t_A) — которую определяют по появлению первых признаков оплавления вершины конуса образца; 2) температуру плавления образца (t_B) — при которой образец превращается в полусферу с высотой примерно равной половине основания; 3) температуру жидкоплавного состояния образца (t_C), при которой образец растекается по подставке, введенной в печь для его нагрева.

Температура плавления образца (t_B) зависит от состава золы; для большинства топлив чем больше содержание в золе $Al_2O_3 + SiO_2$, тем эта температура выше; CaO, MgO и FeO понижают температуру плавления t_B, однако при повышении концентрации MgO выше 50 %, температура плавления золы t_B снова начинает расти.

Шлакование котла — это прогрессирующее накопление в его топке и газоходах отложений очаговых остатков, сопровождающееся упрочнением этих отложений вследствие их оплавления и спекания. Шлакование зависит не только от свойств минеральной части топлива и режимов его сжигания, но и от конструктивных особенностей котла. Характеристикой шлакующей способности топлива является температура начала интенсивного шлакования $t_{н.ш}$, которая определяется экспериментально и также, как температуры $t_Ф$, t_B и t_C, приводится в справочниках состава твердого топлива.

К теплофизическим свойствам золы и шлаков относят их теплоемкость, теплопроводность и степень черноты золовых и шлаковых отложений. *Теплоемкость* золы и шлаков мало зависит от их составов и лежит в пределах 0,95—1,2 кДж/кг · К. *Теплопроводность* золы и шлаков для различных топлив также одинакова и зависит только от температуры и пористости шлака. *Степень черноты* золошлаковых отложений лежит в диапазоне 0,6—0,9; чем выше температура, тем степень черноты меньше. На нее влияют химический состав отложений и наличие в них несгоревшего топлива.

Физические свойства твердого топлива. К основным физическим свойствам твердого топлива относят его плотность, сыпучесть, гранулометрический состав, размолоспособность, а также теплофизические свойства — теплоемкость и теплопроводность. Твердое топливо по своей структуре является неоднородной высокопористой системой, *плотность* которой всегда является некоторой усредненной величиной. Различают действительную, кажущуюся и насыпную плотности твердого топлива. *Единицей измерения плотности* является г/см^3 или кг/м^3. Термином «*действительная плотность*» $\rho_д$ обозначают усредненное значение плотности твердых составных частей топлива

$$\rho_д = g/v_т,$$

где g — масса образца топлива; $v_т$ — истинный, без пор, объем образца.

Кажущаяся (объемная) плотность $\rho_к$ твердого топлива — плотность массы топлива, усредненная по его объему, включая поры. Чем выше объем пор в единице массы топлива, тем его кажущаяся плотность меньше. *Насыпная* плотность $\rho_н$ — плотность массы твердого топлива, усредненной по объему слоя топлива, образованного большим количеством кусков или частиц произвольных размеров и включающего в себя промежутки между ними; на ее значение влияет плотность укладки частиц в слое.

Гранулометрический состав твердого топлива характеризует распределение частиц в массе топлива по их крупности. Твердые топлива классифицируют по предельным наименьшим размерам частиц или кусков в их массе, разделяя их на классы, установленные стандартом (ГОСТ 19242—73).

Наименование класса крупности	Обозначение	Размеры кусков, мм
Плитный	П	100—200 (300)
Крупный	К	50—100
Орех	О	25—50
Мелкий	М	13—25
Семечко	С	6—13
Штыб	Ш	0—6
Рядовой	Р	0—200 (300)

Допускается использование совмещенных классов топлива, например ПК, ОМ, ОМСШ, СШ и др., в которых верхние и нижние пределы крупности соответственно смещаются. Обозначения класса крупности топлива, как правило, совмещают с обозначением его марки, например: БЗР — бурый уголь с влажностью менее 30 %, рядовой; АШ — антрацит, штыб и др. Определение гранулометрического состава топлива производят путем рассева топлива на нескольких стандартных ситах с последующим расчетом массовых долей топлива, оставшегося на каждом сите. Для приближенного математического описания зависимости полных остатков топлива на каждом сите используют полуэмпирическое уравнение

$$R_x/100 = e^{-bx^n},$$

где n — коэффициент полидисперсности, характеризующий степень неоднородности частиц топлива; b — коэффициент, характеризующий общую степень измельченности топлива. Для определенного топлива и измельчающего устройства n и b являются постоянными коэффициентами. Коэффициент n может иметь значения от 0,6 до 1,3, а коэффициент b от 0,0025 до 0,1.

Размолоспособность — важное свойство твердого топлива, особенно при его пылевидном сжигании. Для оценки размолоспособности используют условный параметр $k_{ло}$ — коэффициент размолоспособности (лабораторный относительный), представляющий отношение удельных поверхностей измельченного в стандартных лабораторных условиях испытуемого и эталонного топлива при одинаковых затратах энергии на измельчение. Чем выше параметр $k_{ло}$, тем выше размолоспособность топлива; значения $k_{ло}$ меняются в пределах от 0,75 до 2,5.

Теплофизические свойства топлива. *Теплоемкость* твердого топлива с достаточной степенью точности можно считать аддитивной суммой теплоемкостей его составных частей: органической массы, минеральных примесей и влаги. В практических расчетах с учетом доли горючей B^r, минеральной A^r части, влажности W^r топлива в рабочем состоянии его теплоемкость (средняя в интервале температур от 24 до 100 °С), выраженная в Дж/(кг · К), может быть рассчитана по формуле

$$c = 0{,}01\,[(1 + 0{,}0081V^d)B^r + 0{,}80A^r + 4{,}1868W^r].$$

Теплопроводность. Масса твердого топлива не является сплошной средой, и поэтому перенос теплоты в ее объеме может происходить за счет теплопроводности твердой фазы, теплопроводности и конвекции в газовой фазе, располагающейся в порах и трещинах массы топлива, а также лучистого теплообмена между поверхностями этих пор и трещин. В качестве суммарной характеристики теплопереноса в массе такого топлива принимают эффективный коэффициент теплопроводности $\lambda_э$, определяемый опытным путем для каждого топлива отдельно. На значение $\lambda_э$ влияют в основном плотность топлива, его влажность и температура, повышающие величину $\lambda_э$. Наивысшее значение $\lambda_э$ наблюдается в интервале температур от 0 до 100 °С, что обусловлено термовлагопроводностью топлива; при температурах выше 300 °С рост величины также достаточно высок в связи с изменением структуры топлива. Значения $\lambda_э$ для каменных углей и антрацитов находятся в пределах 0,1—0,3 Вт/(м · К).

Стоимость твердого топлива зависит от его энергетической ценности, характеризуемой теплотой сгорания, затрат на добычу угля, соответствия содержания в нем минеральных примесей A^r и влаги W^r, принятых за расчетные при определении цены топлива.

1.3.4. Жидкое топливо. Основная масса жидкого топлива, используемого в энергетике, получается из нефти методами ее перегонки и термохимического разложения. Нефть — природная смесь жидких органических соединений; степень извлечения нефти из недр Земли — 30—40 %. Нефть в основном состоит из углеводородов трех классов: а) метановые углеводороды C_nH_{2n+2} — метан CH_4, этан C_3H_6, пропан C_3H_8, бутан C_4H_{10}, изобутан и др.; б) нафтеновые углеводороды — циклопентан C_5H_{10}, циклогексан C_6H_{12} и др.; в) ароматические углеводороды — бензол C_6H_6, толуол C_7H_8, ксилол $(CH_3)_2C_6H_4$, нафталин $C_{10}H_8$, антрацен $C_{14}H_{10}$ и др.

Состав органической массы нефти: C° = 83—87 %; H° = = 11—14 %; S° = 0,1—5 %; N° = 0,05—1,5 %; O° = 0,1—1 %. Низшая рабочая теплота сгорания нефти мало меняется от состава ее органической массы и составляет Q_i^r = 43—46 МДж/кг. Кислород (O), азот (N) и сера (S) в нефти находятся в составе высокомолекулярных органических соединений. Природная нефть содержит не более 0,3 % минеральных примесей и свыше 2,0 % воды в виде механических включений. Температура кипения фракций нефти от 30 до 600 °С.

Нефтепродукты являются синтетическим топливом, получаемым из нефти либо методом термической разгонки, при которой нефть разделяется на узкие фракции по температурам их кипения без разрушения молекулярной структуры этих фракций, либо методом термического крегинга, при котором происходит глубокая переработка углеводородов нефти с разрушением их молекулярной структуры и образованием новых соединений с меньшей молекулярной массой. В зависимости от температуры перегонки нефтепродукты делят на фракции: бензиновые с температурой перегонки (в °С) до 200—225, керосиновые — 140—300, дизельные — 190—350, соляровые — 300—400, мазутные — свыше 350. Бензиновые, керосиновые, дизельные и соляровые фракции являются светлыми нефтепродуктами, называемыми дистиллятным топливом. Для бытового потребления промышленностью выпускается топливо — печное бытовое ТПБ (ТУ 38-101-656-76), получаемое из дистиллятных фракций нефтепродуктов. В котлах крупных тепловых станций и крупных отопительных котельных, работающих на жидком топливе, как правило, применяют мазут, а в меньших отопительных котельных и в бытовых теплогенераторах — топливо печное бытовое.

Физические свойства жидких топлив характеризуются их относительной плотностью $\rho_{t_1}^{t_2}$; вязкостью: условной ВУ (в °УВ) и динамической μ (в Па · с); температурой вспышки $t_{всп}$ (в °С) и температурой застывания $t_{заст}$ (в °С). *Относительной плотностью* $\rho_{t_1}^{t_2}$ называют отношение плотности нефтепродукта при температуре t_2 к плотности дистиллированной воды при температуре t_1; стандартными температурами в России приняты: $t_1 = 4$ °С; $t_2 = 20$ °С. *Условная вязкость* — отношение времени, необходимого для непрерывного истечения 200 см³ нефтепродукта при определенной температуре, ко времени истечения этого же объема дистиллированной воды при температуре 20 °С.

Температурой вспышки называется температура, при которой топливо, будучи нагрето в строго определенных условиях, выделяет достаточное количество паров для того, чтобы смесь этих паров с окружающим воздухом могла вспыхнуть при поднесении к ней пламени. *Температура застывания* — такая температура нефтепродукта, при которой он загустевает настолько, что при наклоне пробирки с топливом на 45° к горизонту его уровень остается неподвижным в течение 1 мин.

Мазуты, применяемые для производства тепловой энергии в котлах (табл. 1.5), делятся на *флотские мазуты* марки Ф5 и Ф12 (легкие топлива), *топочные мазуты* марок 40В и 40 (средние топлива), топочные мазуты марок 100В, 100 и 200 (тяжелые топлива). В качестве котельного топлива применяются также *угольный* и *сланцевые* мазуты, являющиеся продуктами термохимической переработки угля и сланца. Флотский мазут предназначен для использования в судовых котлах, газотурбинных установках и двигателях, поэтому его условная вязкость при температуре 50 °С не превышает 5 (мазут Ф-5) и 12 (мазут-12) °УВ. Мазуты марок 40 и 40В используются в судовых котлах, промышленных печах, отопительных котельных и крупных тепловых станциях; мазуты марок 100, 100В и 200 в основном используют на крупных тепловых станциях и на теплоэлектроцентралях.

Топочные мазуты по содержанию в них серы делятся на три группы: малосернистые (S_c^r < 0,5 %), сернистые (S_c^r = 0,5—2,0 %) и высокосернистые (S_c^r более 2,0 %). Зольность мазутов A^d не превышает 0,1—0,3 %, увеличиваясь с повышением его

Таблица 1.5. **Технические характеристики мазутов (ГОСТ 10585-75*)**

Показатель	Флотский		Топочный			
	Ф5	Ф12	40 В со знаком качества	40	100 В со знаком качества	100
Вязкость, °УВ,						
при 50 °С	5,0	12	—	—	—	—
при 80 °С	—	—	6,0	8,0	10,0	16,0
Температура вспышки, °С, не ниже	80	90	90	90	110	110
Массовая доля воды, %	0,3	0,3	0,3	1,5	0,3	1,5
Температура застывания, °С, не выше	−5	−8	10	10	25	25
Теплота сгорания низшая в пересчете на сухое топливо, МДж/кг	41,45		40,60		40,53	
Плотность при 20 °С, кг/м^3, не более	—	—	—	—	1015	1015

вязкости. В минеральных компонентах мазута содержится Fe_2O_3 от 3,0 до 10 % и V_2O_5 от 0 до 29 % (на массу золы). Содержание воды в мазуте колеблется в весьма широких пределах (от 0,5 до 5 % и выше), что связано с технологией его разогрева в процессе доставки и приемки у потребителя. При разогреве мазута острым паром его влажность может повыситься на 5—10 %. Теплота сгорания мазута Q_i^r зависит в основном от его влажности и составляет 39—42 МДж/кг. Мазуты являются жидкостями с высокой относительной плотностью, равной 0,98—1,05. Температура вспышки мазутов равна 80—140 °С, а температура застывания (−5)—(+42) °С; условная вязкость, определяемая при температурах 50, 80 и 100 °С, меняется от 5 до 16 °УВ.

Топливо печное бытовое (ТПБ) имеет теплоту сгорания $Q_i^r = 41{,}87$ МДж/кг и содержание серы от 0,5 до 1,2 %, содержание золы A^r составляет не более 0,02 %, температура застывания не выше минус 15 °С и температура вспышки не ниже +42 °С. Топливо печное бытовое является маловязким топливом с условной вязкостью не более 1,15° ВУ, что позволяет использовать его без предварительного подогрева.

Дизельное топливо имеет низшую теплоту сгорания $Q_i^r \approx$ $\approx 42{,}5$ МДж/кг; выпускаются две марки дизельного топлива: ДТ и ДМ. Дизельное топливо марки ДТ имеет вязкость при 50 °С менее 5,0° ВУ, температуру вспышки более 65 °С, температуру застывания менее −5 °С. Дизельное топливо марки ДМ характеризуется вязкостью при 50 °С, равной 20° ВУ; температура вспышки составляет 85 °С, а температура застывания −10 °С. Цены на нефтепродукты зависят от марки топлива и содержания в нем серы.

1.3.5. Газообразное топливо представляет собой смесь нескольких, главным образом горючих газов. Горючие газы подразделяют на природные и искусственные (синтетические). К природным относятся газ, добываемый из чисто газовых месторождений, попутный газ, добываемый одновременно с добычей нефти, а также газ, добываемый из конденсатных месторождений. К природным газам также можно отнести газы, получаемые из недр Земли одновременно с другими полезными ископаемыми, например шахтный метан, выделяющийся при добыче угля, и др. Основными компонентами природного горючего газа являются предельные углеводороды. Природный газ, как правило, не содержит водорода,

окиси углерода и кислорода, содержание азота и двуокиси углерода в нем невелико.

К *искусственным (синтетическим)* относятся газы, получаемые на заводах при переработке нефти (нефтезаводские газы); в процессе переработки угля (коксовый газ, газы полукоксования); при газификации угля (генераторный газ); в технологических процессах, связанных с переработкой твердого топлива (доменный газ, ваграночный газ и др.), а также сжиженные газы. Искусственные газы в зависимости от способа их получения могут кроме предельных углеводородов содержать водород, окись углерода, непредельные углеводороды.

Газы, добываемые из чисто газовых месторождений, в основном состоят из метана 85—95 % и являются сухими; низшая теплота сгорания этих газов в пересчете на сухое состояние (Q^{id} = 33—40 МДж/м³; содержание в них N_2 = 0—4 %; CO_2 не более 15 %; H_2S не более 6 %; плотность газов составляет 0,73—0,9 кг/м³. Попутные нефтепромысловые газы помимо метана содержат значительное количество более тяжелых углеводородов (обычно свыше 150 г/м³); они состоят, %: из CH_4 — 30—57; C_2H_6 — 13—20; C_3H_6 — 11—20; C_4H_{10} — 3—20; C_5H_{12} — 3—10. Их низшая теплота сгорания Q_i существенно выше, чем у газов, добытых из чисто газовых месторождений, и составляет 33,5—58,6 МДж/м³. Газы, добываемые из конденсатных месторождений, состоят из смеси сухого газа и паров конденсата; они содержат, %: CH_4 — 84—93; C_2H_2 — 1—11, а также до 300—350 г/м³ конденсата (что составляет 30—40 % потенциальной теплоты сгорания газа). Конденсат при переработке выводится из газа, так что теплота сгорания очищенного газа в этом случае мало отличается от теплоты сгорания газа чисто газовых месторождений. Шахтный метан представляет собой смесь метана с воздухом с концентрацией метана от 2,5 до 40 % и выше. В энергетике используется только газ с концентрациями CH_4, находящимися за пределами взрывоопасности (менее 9 % — выше 30 % CH_4).

Искусственные горючие газы получают в результате разнообразных технологических процессов переработки нефти и горючих ископаемых, и поэтому их состав может быть самым различным. Искусственные газы можно условно разделить на газы с высокой и низкой теплотой сгорания. К *газам с высокой теплотой сгорания* относятся: нефтезаводские газы, газы по-

лукоксования, коксовый газ, сланцевый газ, сжиженные газы; к газам с низкой теплотой сгорания относятся: генераторные газы, газы подземной газификации угля, доменный газ, газы сланцевых заводов и др. Нефтезаводские газы имеют состав, %: CH_4 — 0,4—35; C_2H_6 — 0,6—19; C_3H_8 — 4—23; C_4H_{10} — 1,6—35; C_5H_{12} — 0—46 и самую большую величину низшей теплоты сгорания Q_i^d = 33,5—134 МДж/м³. Газы полукоксования угля имеют в своем составе, %: H_2 до 16; CH_4 до 14; C_2H_6 до 11, а также высшие углеводороды. Низшая теплота сгорания этих газов Q_i^d до 46 МДж/кг.

Коксовый газ содержит, %: H_2 6—57, CO 6,5—13, CH_4 20—50; низшая теплота сгорания этого газа Q_i^d = 16—23,2 МДж/м³. Сланцевый газ также имеет низшую теплоту сгорания Q_i^d = 23 МДж/м³. Наиболее распространенными сжиженными газами, применяемыми в бытовых теплогенерирующих установках, являются: технический пропан, содержащий более 93 % смеси C_3H_8 + C_3H_6 с величиной Q_i^d = 91,3 МДж/м³ (46,0 МДж/кг); технический бутан, содержащий более 93 % смеси C_4H_{10} + C_4H_8 с величиной Q_i^d = 118,7 МДж/м³ (45,8 МДж/ /кг); смесь технического пропана и бутана с величиной Q_i^d = 45,8—46 МДж/кг. Генераторные, доменные газы и газы подземной газификации углей содержат, %: H_2 = 13—15, CO = 5—30, CH_4 = 0,5—7,0; их низшая теплота сгорания не превышает Q_i^d = 3,5—6,5 МДж/м³. Попутные технологические газы с очень низкой теплотой сгорания имеют Q_i^d = 1—2 МДж/м³; они содержат до 73—75 % молекулярного азота.

1.3.6. Искусственное топливо. Искусственным топливом называется топливо, получаемое из органического сырья (твердого, жидкого и газообразного) либо путем его целенаправленной обработки, либо в виде побочного продукта, образуемого параллельно с основным продуктом технологического процесса. Искусственное топливо условно подразделяют на композиционное, синтетическое и топливо из горючих отходов и биомассы,

Композиционным называется топливо, полученное путем смешения нескольких видов топлива или топлива с другими горючими и негорючими компонентами в таких соотношениях, что в результате получается новый вид топлива со свойствами, существенно отличающимися от свойств первоначального топлива. К композиционным топливам относят топливные: эмульсии, суспензии, гранулы и брикеты. *Топливные эмульсии* — равно-

мерные смеси двух и более взаимно нерастворимых жидкостей, из которых по меньшей мере одна является жидким топливом. В качестве топлива получают распространение водомазутные эмульсии, содержащие до 10—20 % воды, тщательно диспергированной в объеме мазута в виде капель размером 3—10 мкм. Использование таких эмульсий, особенно при применении обводненных мазутов, существенно улучшает процесс горения мазута, снижает сажеобразование и сокращает образование других вредных выбросов с продуктами сгорания. Теплота сгорания водомазутных эмульсий Q_i^r = 30—38 МДж/кг.

Топливные суспензии — равномерная смесь мелких твердых частиц (дисперсная фаза) в жидкой (дисперсионной) среде. Размер твердых частиц в суспензии от 0 до 0,2 мм. В качестве топлива применяют водоугольные суспензии, представляющие собой механические смеси угля с водой; суммарная влажность суспензии W^r = 28—50 %, теплота сгорания Q_i^r = 8—16 МДж/кг. Эти суспензии обладают высокой стабильностью при хранении; их транспортируют как жидкое топливо. В системах теплоснабжения водоугольные суспензии при малой зольности исходного угля могут использоваться вместо жидкого топлива в крупных теплогенераторах без их существенной реконструкции.

Мазутоугольные суспензии — механические смеси мелких угольных частиц (размером до 0,04 мм) с мазутом. Смеси не стабильны, поэтому при их использовании обязательно введение стабилизирующих присадок. В качестве такой присадки может служить вода в количестве до 15 % к массе суспензии. В этом случае суспензия называется водомазутоугольной суспензией. Концентрация твердых частиц в мазутоугольной суспензии составляет 30—50 %, теплота сгорания Q_i^r = 35—38 МДж/кг; теплота сгорания водомазутоугольной суспензии несколько ниже и равна 25—30 МДж/кг. Мазутоугольные суспензии применяют в качестве топлива с целью частичной замены жидкого топлива твердым и с целью снижения образования вредных веществ, выбрасываемых с продуктами сгорания.

Твердыми композиционными топливами являются брикеты и гранулы. *Топливные брикеты* — это механическая смесь угольной или торфяной мелочи (размером до 3—6 мм) со связующими веществами (как правило, нефтяного происхождения, например, с нефтебитумом), спрессованная под давлением до

100 МПа в штемпельном прессе. Возможно получение брикетов из бурых углей определенных угольных месторождений без связующих веществ. Топливные брикеты являются относительно малозольным (A^d = 10—25 %) сортированным топливом с теплотой сгорания Q_i^r от 17—18 МДж/кг (буроугольные брикеты) до 20—30 МДж/кг (каменноугольные брикеты). *Топливные гранулы* получают на вращающихся тарельчатых грануляторах диаметром 3—8 м из смеси угольной мелочи (размером до 0,25 мм) и водного раствора органических жидких отходов целлюлозного производства. Доля водяного раствора связующего вещества составляет 16—18 % к массе смеси. Топливные гранулы могут быть приготовлены как из бурых, так и каменных углей. Диаметр гранул определяется требованиями, предъявляемыми к топливам для слоевого сжигания, и составляет 12—35 мм; влажность гранул 20—30 %; теплота сгорания Q_i^r = = 18 МДж/кг. С целью повышения прочности гранулы подвергают термической обработке при температуре до 250 °С.

Синтетическим топливом называется искусственное топливо, полученное в результате термохимической или химической переработки горючих ископаемых. Основным исходным топливом для получения синтетического топлива является уголь. Продукты термохимической переработки угля путем скоростного пиролиза при температуре до 590 °С состоят до 15 % из горючего газа с теплотой сгорания Q_i^r = 14,5—16,5 МДж м^3, до 15 % из жидких углеводородов с величиной Q_i^r = 36—38 МДж/кг и до 70 % из полукокса с выходом летучих V^{daf} = 10,7 % и величиной Q_i^r = 27—28,5 МДж/кг. Полукокс является синтетическим твердым топливом, который можно использовать в топках котлов крупных тепловых станций и ТЭЦ с пылевидным сжиганием, в качестве топлива для доменных печей, а также как исходное сырье для получения топливных брикетов и гранул. *Жидкие* продукты термохимического разложения угля содержат ценные химические соединения и могут быть направлены для дальнейшей химической переработки. Горючий газ является высококачественным топливом, в том числе и для производства тепловой энергии. Синтетическое твердое топливо «термоуголь» имеет теплоту сгорания Q_i^r до 26,5 МДж/кг (по сравнению с теплотой сгорания исходного угля, равной 15,5 МДж/кг). Термохимическим процессом окусковывания угольной мелочи без применения связующих веществ является процесс термобрике-

тирования, заключающийся в кратковременном нагреве угля до температуры 350—440 °С (в зависимости от степени углефикации угля) с последующим брикетированием нагретой угольной массы под давлением 40—75 МПа. Теплота сгорания полученных термобрикетов из бурых углей $Q_i^r = 29—30$ МДж/кг.

Топливо из горючих отходов и биомассы. Горючие отходы промышленных производств, бытового потребления, городской мусор, органические отходы сельскохозяйственного производства являются ценными вторичными энергетическими ресурсами. Топливо из горючих отходов во всех случаях является искусственным, поскольку эти отходы во всех случаях требуют либо механической, либо термохимической переработки. Отличительной особенностью первичных горючих отходов являются их нестабильность по составу и забалластированность негорючими компонентами (стеклом, металлом и др.). Горючие отходы можно разделить на жидкие и твердые.

Жидкие горючие отходы — отработанные масла, обмывочные жидкости с большим содержанием органических веществ, жидкие органические соединения химических производств и т. п. Их используют в качестве топлива в тех случаях, когда их применение в качестве химического сырья не является целесообразным. В качестве топлива жидкие горючие отходы могут быть использованы самостоятельно, если их теплота сгорания Q_i^r выше 6—8 МДж/кг, или совместно с другими топливами, имеющими большую теплоту сгорания. Их также используют в качестве дисперсионной среды в жидких композиционных топливах — топливных эмульсиях и суспензиях.

Твердые горючие отходы во всех случаях подвергают предварительной обработке. Из городского мусора извлекают стекло и металл; растительные органические отходы подвергают измельчению и т. д. Подготовленный для сжигания городской мусор с величиной $W^r = 29{,}1$ % и $A^d = 21{,}1$ % имеет теплоту сгорания $Q_i^r = 10{,}6$ МДж/кг. Теплота сгорания сухих сельскохозяйственных отходов (соломы и др.) равна 14,3—16, а древесных отходов — 19—22 МДж/кг. Возможно совместное сжигание таких отходов с основным топливом в котлах крупных теплостанций и ТЭЦ.

Растительные и другие органические отходы сельскохозяйственного производства можно использовать в качестве химического сырья для производства так называемого *био-*

топлива методом анаэробной ферментации (сбраживания). Этот метод позволяет получить при неглубокой переработке метан, а при глубокой — метиловый и этиловый спирты. Остатки от переработанных таким образом отходов являются хорошим сельскохозяйственным удобрением. Биотопливо в виде метана может найти применение в отопительных котельных сельскохозяйственных комплексов, особенно при их удалении от транспортных магистралей и районов добычи ископаемых топлив.

1.3.7. Расщепляющимся (ядерным) топливом называется вещество, способное выделять большее количество тепловой энергии за счет торможения продуктов деления тяжелых ядер химического элемента при взаимодействии их с нейтронами. В энергетике в качестве ядерного топлива используют в основном природный изотоп урана ^{235}U и искусственные изотопы: уран-233 и плутоний-239. *Уран* (U) — радиоактивный элемент с атомной массой 238,03 в природе встречается в виде трех изотопов ^{238}U, ^{235}U, ^{234}U; 99 % всех запасов урана в недрах Земли находится в виде изотопа ^{238}U. Стабильных изотопов уран не имеет; конечные продукты его распада — гелий и стабильные изотопы свинца (^{206}Pb и ^{207}Pb), по накоплению которых определяют возраст исследуемого объекта. Основная руда, из которой получают уран, урановая смолка U_3O_8. Торий (Th) — естественный радиоактивный элемент с атомной массой 232,038 — практически чистый изотоп ^{232}Th с периодом полураспада $1{,}4 \cdot 10^{10}$ лет; сырье, из которого получают торий — монацитовый песок. Плутоний Pu — радиоактивный элемент с атомной массой 242, в природе не встречается. В качестве ядерного топлива используют долгоживущий изотоп ^{239}Pu (период полураспада 24 400 лет).

В природных условиях уран-235 находится в смеси с ураном-238, причем последний составляет 98—99 % массы природного урана. Чтобы повысить содержание в уране его изотопа ^{235}U, уран обогащают, в результате чего содержание изотопа урана ^{235}U удается увеличить с 1—2 до 40—80 %. Вероятность протекания реакции деления зависит прежде всего от энергии нейтронов. По скоростям движения нейтроны подразделяют: на медленные (или тепловые), энергия которых $En = 0{,}03—0{,}5$ эВ, промежуточные $En = 1—1 \cdot 10^3$ эВ и быстрые $En = 1 \cdot 10^5$ эВ и выше (1 эВ = $1{,}602 \cdot 10^{-19}$ Дж).

Чтобы реакция деления ядер началась, нейтронам необходимо преодолеть определенный энергетический барьер, т. е. иметь энергию выше энергии активации реакции деления. Величина энергии активации зависит как от вида ядер, так и от типа нейтронов. В процессе деления ядерного топлива образуются новые нейтроны, которые могут быть использованы для обеспечения самоподдерживающейся цепной реакции деления. Однако в результате деления ядерного топлива образуются преимущественно быстрые нейтроны. Чтобы снизить энергию и тем самым обеспечить их участие в реакции деления, организуют замедление этих нейтронов. В качестве замедлителя обычно используют обычную воду H_2O, графит С, в ряде случаев тяжелую воду D_2O и бериллий Be.

Установлено, что ядра с нечетным числом нейтронов, имеющие большую энергию возбуждения при захвате нейтрона, делятся в основном тепловыми нейтронами, а ядра с четным числом нейтронов, имеющие малую энергию возбуждения, делятся только под действием быстрых нейтронов (правило Бора). В связи с этим тяжелые ядра урана-235, урана-233 и плутония-239 делятся под действием медленных (тепловых) нейтронов, а ядра урана-238 и тория-232 — быстрых нейтронов.

Поскольку ядра с четным числом нейтронов делятся быстрыми нейтронами, был разработан метод деления ядер урана-238 и тория-232 этими нейтронами, при котором одновременно с выделением энергии образуются изотопы плутония-239 и урана-233, делящиеся тепловыми нейтронами (рис. 1.7). Таким образом, одновременно с реакцией деления ядер топлива в этом случае происходит накопление других изотопов урана и плутония, что увеличивает запасы ядерного топлива с учетом потерь в 15—25 раз за счет энергии урана и в 2—3 раза за счет энергии тория. В результате реакции деления ядер топлива кинетическая энергия продуктов реакции, попадающих в вещество теплоносителя, превращается в теплоту. Так, 1 кг ядерного топлива обеспечивает реализацию тепловой мощности в 2 МВт в течение года.

1.4. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ, ПУТИ ЕЕ ПОВЫШЕНИЯ. ПОБОЧНЫЕ (ВТОРИЧНЫЕ) ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РЕСУРСЫ

Эффективность использования энергетических ресурсов определяется степенью преобразования их энергетического потенциала в конечную продукцию или в конечные виды энергии, полезно используемые для нужд народного хозяйства или насе-

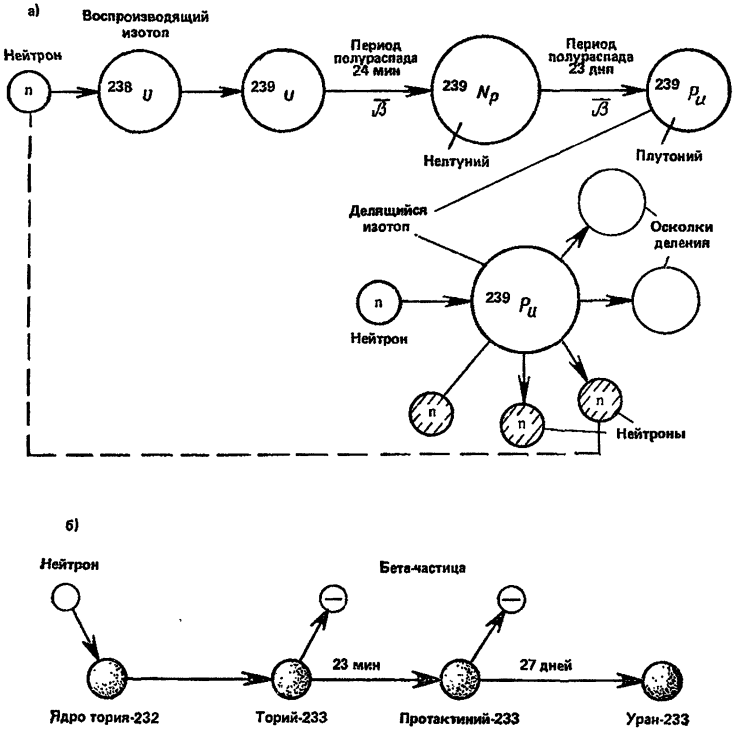


Рис. 1.7. Схема расщепления ядерного топлива
а — урановый цикл; *б* — ториевый цикл

ления (например, в механическую энергию движения, в теплоту, обеспечивающую необходимые условия в помещении, и др.). Уровень использования энергетических ресурсов зависит от степени извлечения их при добыче; сохранения добытого топлива при его первичной переработке (например, *обогащении*), транспортировании и хранении; от степени преобразования добытых первичных энергетических ресурсов в нужный вид энергии (тепловую, механическую, электрическую и др.), а также от степени полезного использования конечного вида энергии. При этом если полнота извлечения энергетических ресурсов при добыче, сохранение добытого топлива при его первичной переработке, складировании и транспортировании определяются в основном технологическим совершенством применяемых средств и техно-

логий, то степень преобразования первичных энергоресурсов в другие виды энергии и особенно уровень полезного использования конечного вида энергии определяются не только применяемыми при этом средствами и процессами, но и эффективностью термодинамических циклов, лежащих в основе технологических схем преобразования энергии.

Полную эффективность использования энергетических ресурсов можно оценить по коэффициенту полезного использования энергетического ресурса $\eta_{эр}$, равного:

$$\eta_{эр} = \eta_{ир}\,\eta_{пр}\,\eta_{пи},$$

где $\eta_{ир}$ — коэффициент извлечения потенциального запаса энергетического ресурса, равный отношению всего количества энергетического ресурса, извлекаемого из недр при данном уровне техники, к его потенциальному запасу; $\eta_{пр}$ — обобщенный коэффициент преобразования энергетического ресурса, равный отношению всего количества энергии, полученной в процессе преобразования энергетического ресурса, ко всему количеству произведенной энергии, включая энергию энергетического ресурса; $\eta_{пи}$ — коэффициент полезного использования энергии, равный отношению всего количества использованной полезной энергии к суммарному количеству израсходованной энергии в пересчете на первичную энергию.

Традиционные процессы технологии добычи, переработки и использования энергетических ресурсов основываются на том, что энергетические ресурсы всегда могут быть легко добыты с небольшими затратами труда. Это, а также уровень развития техники явилось причиной сохранения достаточно низких значений коэффициента извлечения топлива, который для месторождений нефти не превышает 30—40 %, газа — 80 %, угля — 40 % и ниже. Выработка дешевых месторождений топлива и необходимость разработки новых труднодоступных его запасов, а также связанное с этим повышение стоимости добычи в настоящее время привели к необходимости внедрения новых технологий добычи топлива с целью повышения степени его извлечения из недр. Повышение степени извлечения нефти до 40—45 % возможно путем закачивания в нефтяной пласт водяного пара, газов с высокой температурой, химических реагентов, понижающих вязкость нефти, а газа — путем применения жидкостей, вытесняющих газ, и др. Так, при преобразовании химической энергии органического топлива в тепловую путем его

сжигания эффективность преобразования будет определяться полнотой сжигания топлива и тепловыми потерями в окружающую среду от ограждающих конструкций устройства, в котором это преобразование производится. Современные топочные устройства позволяют обеспечить степень такого преобразования, равную 97—99 % в крупных энергетических установках и 95—97 % в установках малой мощности.

Преобразование же тепловой энергии продуктов сгорания в тепловую энергию рабочего тела (теплоносителя — водяного пара, горячей воды и др.) электростанций и систем теплоснабжения в поверхностях рекуперативных теплообменников (паровых и водогрейных теплогенераторах, паровых котлах электростанций и др.) происходит с меньшей эффективностью в связи с обязательным (по второму закону термодинамики) отводом части теплоты с уходящими газами. Коэффициент использования энергии при таком ее преобразовании лежит в пределах от 92 % (для энергоустановок большой мощности) до 70—75 % (для установок малой мощности). Покидающие установку продукты сгорания имеют температуру от 160 до 300 °С с запасом низкопотенциальной тепловой энергии до 250—300 кДж/кг газов; даже частичное использование ее позволяет существенно повысить степень преобразования энергии. Преобразование же тепловой энергии продуктов сгорания в другие виды энергии (например, механическую энергию вращения паровой турбины на тепловых электростанциях или вращения вала двигателя внутреннего сгорания) происходит с большими потерями в связи с большой температурой газов, покидающих эти тепловые установки; так, величина $\eta_{\text{пи}}$ паровой турбины не превышает 45 %, а карбюраторного двигателя внутреннего сгорания — 23—30 %.

Применительно к системам производства тепловой энергии из органического топлива повышение эффективности использования топлива возможно за счет: 1) использования тепловой энергии сбрасываемых продуктов сгорания и повышения тем самым КПД теплогенерирующей установки; 2) применения новых технологических схем сжигания топлива, обеспечивающих большую эффективность преобразования его энергии в тепловую энергию рабочего тела теплогенератора (например, перевод котлов с сжигания в них топлива в плотном слое на колосниковой решетке на сжигание топлива в кипящем слое и др.); 3) механизации систем подачи топлива и отвода шлака и

золы при сжигании твердого топлива, что позволяет улучшить условия эксплуатации теплогенерирующей установки и снизить потери топлива; 4) автоматизации работы теплогенерирующей установки, что позволяет обеспечить работу на номинальных режимах в течение всего времени ее эксплуатации; 5) распределения топлива по потребителям с учетом качества топлива и технологии его сжигания у потребителя.

В России 38—40 % производимой тепловой энергии расходуется на коммунально-бытовые нужды населения, в том числе на отопление зданий. Поэтому при строительстве зданий необходимо учитывать, что за счет снижения теплозащитных свойств наружных ограждений зданий, излишнего увеличения световых проемов и повышенной инфильтрации через наружные ограждения резко возрастают удельные потери теплоты в жилых и общественных зданиях. Это приводит к значительному росту потребности в тепловой энергии и к соответствующему увеличению эксплуатационных расходов. Снизить эти неоправданные потери и связанный с ними перерасход энергоресурсов на многие десятки миллионов т у. т. можно и необходимо за счет повышения качества строительства, повышения термического сопротивления ограждающих конструкций зданий, тройного остекления окон там, где это нужно, и других мероприятий. Большие потери тепловой энергии имеют место с вентиляционными выбросами промышленных предприятий, имеющих температуру до 25—40 °С. Это еще один источник тепловой энергии, использование которого позволит сократить расходы первичных энергоресурсов в народном хозяйстве страны.

Все источники энергии, получаемые из побочных продуктов или отходов основного производства, относятся к побочным (вторичным) энергетическим ресурсам. *Побочным* энергетическим ресурсом называется облагороженный, переработанный или преобразованный энергетический ресурс, полученный в качестве побочного продукта или отхода основного производства. По виду заключенной в них энергии побочные (вторичные) энергетические ресурсы (ВЭР) подразделяют на три основные группы.

1. *Горючие* (топливные) ВЭР, представляющие собой горючие отходы технологических процессов химической и термохимической переработки углеродистого и углеводородного сырья: горючие городские и сельскохозяйственные отходы; углеводородные отходы (отработанное масло, растворители и др.) маши-

ностроительных и других предприятий. К горючим отходам относят: доменный газ, отходящий газ сланцевых печей, упаренные щелоки целлюлозно-бумажного производства, отработанные масла и смазки, городской мусор, отработанные растворители. Химическая энергия горючих ВЭР преобразуется в тепловую энергию продуктов сгорания в результате их сжигания.

2. *Тепловые* ВЭР — практически любые теплоносители, имеющие температуру выше температуры окружающей среды и способные при определенных условиях выделять определенное количество теплоты для последующего использования. К тепловым ВЭР относятся: нагретые отходящие газы технологических агрегатов; основная, побочная и промежуточная продукция и отходы основного производства; рабочее тепло систем принудительного охлаждения технологических агрегатов; отработанная горячая вода и водяной пар технологических и силовых установок. Тепловые ВЭР в результате использования отдают часть своей энергии энергоносителю с более низкой температурой за счет процессов тепломассопереноса.

3. *ВЭР избыточного давления* — газы и жидкости, покидающие технологические агрегаты под избыточным давлением и способные передать часть накопленной потенциальной энергии перед последующей ступенью их использования или сбросом в окружающую среду.

В зависимости от видов и параметров различают четыре основные направления использования ВЭР: а) *топливное* — непосредственное использование горючих ВЭР в качестве топлива; б) *тепловое* — использование теплоты, получаемой непосредственно в качестве ВЭР или вырабатываемой за счет ВЭР в утилизационных установках; в) *силовое* — использование механической и электрической энергии, вырабатываемых за счет ВЭР в утилизационных установках; г) *комбинированное* — использование теплоты и электрической (или механической) энергии, одновременно вырабатываемых за счет ВЭР в утилизационных установках (утилизационных ТЭЦ) по тепловому циклу.

Применительно к теплогенерирующим установкам потенциальными источниками тепловых вторичных энергетических ресурсов могут быть: уходящие продукты сгорания из газового тракта теплогенераторов; горячие шлак и зола при сухой выгрузке их из топки котла; вода системы непрерывной продувки котла; конденсат паровых теплообменников, расположенных в зданиях тепловой станции, и др.

Глава 2. ПРОЦЕССЫ ПРОИЗВОДСТВА ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ И ИХ РАСЧЕТ

2.1. МЕТОДЫ И СПОСОБЫ ПРОИЗВОДСТВА ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

Преобразование различных видов энергии (химической, излучения, электрической и др.) в тепловую производится в технологических устройствах путем создания условий, при которых это преобразование протекает с максимальной термодинамически возможной полнотой. При этом образуется рабочее тело — носитель тепловой энергии, с помощью которого тепловая энергия транспортируется к потребителю и реализуется в виде теплоты заданного процесса. Как правило, рабочим телом для переноса тепловой энергии — теплоносителем — служат жидкости или газы. В системах теплоснабжения теплоносителем служат вода, водяной пар, воздух, а также низкокипящие органические жидкости, фреон, аммиак и др.

Тепловую энергию заданного потенциала получают путем преобразования в нее: химической энергии органического топлива; энергии, выделяемой при расщеплении ядерного горючего; электрической энергии; энергии солнечного излучения; геотермальной и тепловой энергии потенциала, отличного от заданного с применением других источников энергии или без таковых. В соответствии с этим имеются следующие методы производства тепловой энергии: 1) *метод сжигания органического топлива* в окислительной среде, в основе которого лежат экзотермические химические реакции, сопровождающиеся образованием газообразных продуктов реакции с высокой температурой, теплота от которых передается другому теплоносителю (воде или водяному пару), более удобному для дальнейшего использования; 2) *метод*, основанный на управляемой цепной ядерной реакции деления тяжелых ядер трансурановых элементов под действием нейтронов с последующим преобразованием образующейся ядерной энергии в тепловую энергию теплоносителя, вводимого в активную зону реактора; таким теплоносителем обычно является вода или водяной пар, в перспективе им может стать и гелий; 3) *метод преобразования электрической энергии в тепловую* путем разогрева нагревателя с высоким электросопротивлением с последующей передачей теплоты

от этого нагревателя рабочему телу (газу или жидкости) путем теплопереноса; 4) *метод* преобразования *солнечной энергии* в тепловую в специальных устройствах, воспринимающих энергию Солнца, — гелиоприемниках с последующей передачей от них теплоты рабочему телу — воде, воздуху или фреону; 5) *метод*, основанный на передаче теплоты *от геотермальных вод* в теплообменнике к рабочему телу, нагреваемому за счет тепловой энергии этих вод до заданных параметров и направляемому потребителю; 6) *метод преобразования тепловой энергии теплоносителя с низким энергетическим потенциалом в высокопотенциальную тепловую энергию* другого теплоносителя с затратами некоторого количества других видов энергии, подводимых извне (например, электроэнергии в тепловых насосах и т. д.). Эффективность и область использования каждого из методов определяются совершенством технологической схемы преобразования энергии, стоимостью исходного источника энергии, а также параметрами, которые должен иметь теплоноситель, направляемый потребителю.

2.1.1. Принципиальные схемы производства тепловой энергии из органического топлива. Известны две основные схемы получения тепловой энергии из органического топлива путем его сжигания: схема производства только тепловой энергии и схема совместного производства тепловой и электрической энергии.

Рассмотрим *схему производства только тепловой энергии* с теплоносителем в виде водяного пара или горячей воды (рис. 2.1). Основой установки является паровой или водогрейный котел, в котором сжигается топливо и от высокотемпературных продуктов сгорания теплота передается воде, циркулирующей по трубам теплообменной части котла; основная конечная задача процессов в котле — превращение воды в водяной пар (паровой котел) или подогрев воды до заданной температуры. Котел состоит из топочной или радиационной части *2* и конвективной части *3*. В топочной части происходят сжигание топлива в потоке воздуха с образованием высокотемпературных продуктов сгорания и затем передача энергии тепловым излучением радиационной части испарительных поверхностей нагрева котла. Топливо и воздух вводятся при камерном сжигании топлива через горелочное устройство *4*. Частично охлажденные в топочном объеме *2* продукты сгорания отсасываются дымососом *11* в

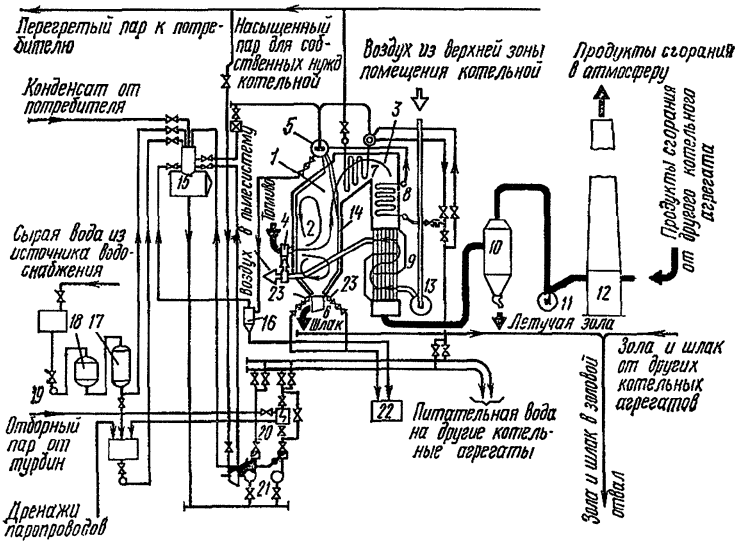


Рис. 2.1. Принципиальная схема преобразования химической энергии органического топлива в тепловую энергию водяного пара

1 — паровой котел; *2* — топочная (радиационная) часть котла; *3* — конвективная часть котла; *4* — горелочное устройство; *5* — барабан котла; *6* — удаление шлака; *7* — пароперегреватель; *8* — экономайзер; *9* — воздухоподогреватель; *10* — система золоулавливания; *11* — дымосос; *12* — дымовая труба; *13* — дутьевой вентилятор; *14* — испарительные поверхности нагрева; *15* — деаэратор; *16* — расширитель непрерывной продувки; *17* — водоподготовительная установка химической обработки воды; *18* — устройство для осветления воды; *19* — насос сырой воды; *20* — подогреватель питательной воды; *21* — питательные насосы; *22* — сборник продувочной воды; *23* — коллекторы

конвективную часть *3* котла, проходят затем через систему золоулавливания *10*, где очищаются от твердых частиц золы (если это необходимо), и далее выбрасываются в окружающую среду через дымовую трубу *12*. Предварительно очищенная от накипеобразующих солей вода подогревается в экономайзере *8* и затем вводится в испарительный контур *14* котла, трубы которого в верхней части присоединены к верхнему барабану *5* котла, а в нижней — к коллекторам *23* или нижнему барабану (в котлах малой мощности). В испарительном контуре в результате нагрева воды образуется пароводяная смесь, которая в результате естественной циркуляции воды по контуру поднимается в бара-

бан *5*, где происходит разделение пароводяной смеси на воду и пар. Пар, если его температура должна быть выше температуры насыщения, далее направляется в пароперегреватель *7*, а оттуда — потребителю.

В конвективной части котла помимо пароперегревателя *7* и экономайзера *8* могут быть расположены конвективные испарительные поверхности нагрева (в котлах небольшой мощности) и воздухоподогреватель *9*, устанавливаемый для подогрева воздуха, направляемого далее в горелочное устройство *4* с целью улучшения процесса горения и повышения температурного уровня в топочной радиационной части котла *2* и, что важнее, для снижения температуры продуктов сгорания, отводимых в атмосферу. Чем больше теплоты будет передано от продуктов сгорания тепловоспринимающим поверхностям котла, тем будет выше эффективность использования химической энергии топлива. В котлах высокой паропроизводительности (свыше 100 т/ч) эта эффективность составит 90—93 %, в котлах паропроизводительностью до 20 т/ч — 80—85 %.

Схема комбинированного производства тепловой и электрической энергии (рис. 2.2) применяется в мощных теплоэлектроцентралях (ТЭЦ), предназначенных для централизованного обеспечения этими видами энергии крупных жилых и промышленных районов. Применение этой схемы позволяет существенно повысить эффективность использования химической энергии

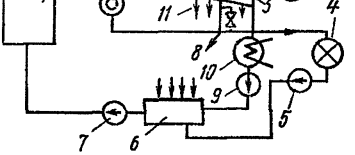


Рис. 2.2. Принципиальная схема комбинированного производства тепловой и электрической энергии из органического топлива (ТЭЦ на органическом топливе с паровой турбиной с регулируемым отбором пара)

1 — паровой котел; *2* — редукционно-охладительное устройство; *3* — паровая турбина; *4* — потребитель тепловой энергии; *5* — насос возврата конденсата; *6* — регенеративные подогреватели; *7* — питательный насос котла; *8* — пар отбора; *9* — конденсатный насос; *10* — конденсатор; *11* — пар на регенеративный подогрев; *12* — пароперегреватель; *13* — электрогенератор

топлива при производстве электроэнергии за счет более полного использования тепловой энергии частично отработанного пара паротурбинной установки ТЭЦ. Как и в предыдущей, в этой схеме органическое топливо сжигается в топочной части парового котла *1*, в результате чего образуется водяной пар, который перегревается в пароперегревателе *12* до температуры 520—540 °С и направляется в паровую турбину *3*, в которой энергия пара сначала преобразуется в механическую энергию вращения турбины, а затем в электрогенераторе *13* — в электрическую энергию. Паровая турбина *3* многоступенчатая. Водяной пар, выработанный в котле, не полностью направляется в турбину *3*; часть его поступает в редукционно-охладительную установку *2*, где понижаются его давление и температура до заданного уровня, и далее пар направляется потребителю тепловой энергии в системы теплоснабжения.

Введенный в паровую турбину пар частично отбирается *8* из определенных ступеней *11* турбины *3*, а затем направляется потребителю *4* и частично на регенеративный подогрев конденсата перед вводом его в котел. Отработанный водяной пар затем направляется в конденсатор *10* и далее с помощью насоса 9 поступает в регенеративный подогреватель 6 конденсата, куда направляется также и конденсат отработанного пара от потребителя *4*. Таким образом, на выработку электроэнергии направляется только часть пара, а отобранная доля отдает теплоту через теплообменники в систему теплоснабжения. При этом паровые турбины с регулируемым отбором пара работают в условиях, обеспечивающих получение более высокого термического КПД. Схема комбинированного производства тепловой и электрической энергии позволяет повысить эффективность использования химической энергии органического топлива до 70—80 % по сравнению с конденсационными тепловыми электростанциями, имеющими КПД не более 35—40 %.

2.1.2. Принципиальные схемы производства тепловой энергии из ядерного горючего. Производство тепловой энергии из ядерного горючего для систем централизованного теплоснабжения возможно тремя способами: нерегулируемым отбором пара от конденсационных паровых турбин атомных тепловых электростанций (АЭС); получением тепловой энергии совместно с электрической энергией в комбинированных схемах на атомных теплоцентралях (АТЭЦ), а также получением тепловой энергии на атомных станциях теплоснабжения (АСТ).

Использование *нерегулируемых отборов пара от конденсационных паровых турбин* не меняет технологическую схему производства электрической энергии на АЭС, однако позволяет повысить эффективность использования ядерного горючего, поэтому достаточно широко используется. АЭС мощностью 4000 МВт (электрическая) с реакторами ВВЭР-1000 может нести тепловую нагрузку в 1340—1650 ГДж/ч, а с реакторами РБМК-1000 — до 2520 ГДж/ч при снижении электрической мощности турбогенератора всего на 2—6 %.

Более эффективно используется ядерное горючее в *схеме комбинированного производства тепловой и электрической энергии*, реализуемой на АТЭЦ. Схема АТЭЦ (рис. 2.3, *а*), аналогичная схеме ТЭЦ на органическом топливе, имеет три контура: в первом контуре теплоноситель из атомного реактора *1* направляется в парогенератор *2*, где охлаждается и затем возвращается в реактор. Во втором контуре схемы рабочее тело — вода вводится в парогенератор *2*, где испаряется, и далее в виде водяного пара направляется в турбогенератор *3* для преобразования его энергии в электрическую. Отработанный пар из турбогенератора *3* направляется в конденсатор *4* и далее вода насосом *8* возвращается в парогенератор *2*. Часть пара отбирается из турбины турбогенератора *3* и направляется в сетевой теплообменник *5*, откуда после охлаждения и конденсации насосом *8* возвращается в парогенератор *2*. В третьем контуре вода нагревается в сетевом теплообменнике *5* и подается потребителю теплоты *6*, от которого насосом *8* возвращается в сетевой теплообменник *5*.

Возможна схема (рис. 2.3, *б*), в которой теплофикационный контур включен непосредственно в контур реактора через второй парогенератор *7*. В этой схеме, также являющейся трехконтурной, пар образуется в парогенераторе *7* и направляется в сетевой теплообменник *5*, где теплота передается воде третьего контура, подающей тепловую энергию потребителю *6*. Применение АТЭЦ целесообразно только при больших единичных мощностях (свыше 1500 МВт). При меньших мощностях более рационально одноцелевое преобразование ядерной энергии в тепловую на атомных станциях теплоснабжения (АСТ).

Схема преобразования энергии расщепления ядерного горючего в тепловую энергию (рис. 2.4) является, как правило, двухконтурной: первый контур включает атомный реак-

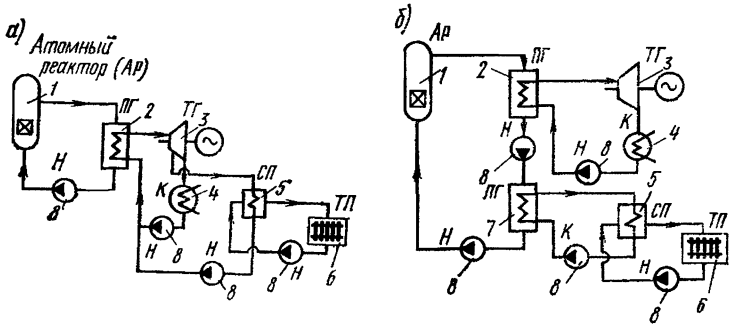


Рис. 2.3. Принципиальная схема комбинированного производства тепловой электрической энергии из расщепляющегося топлива (схема АТЭЦ с подачей теплоты в теплофикационный контур)

а — от пара, отбираемого из турбины; *б* — от реакторного теплоносителя за счет его дополнительного охлаждения в теплообменнике; *1* — атомный реактор; *2* — парогенератор; *3* — турбогенератор; *4* — конденсаторы; *5* — сетевой теплообменник; 6 — потребитель теплоты; *7* — парогенератор теплофикационного контура; *8* — насосы

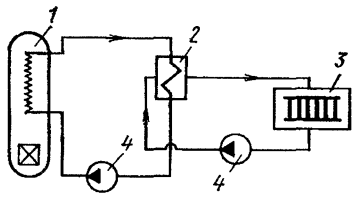


Рис. 2.4. Принципиальная схема преобразования энергии расщепления ядерного горючего в тепловую энергию (схема АСТ)

1 — атомный реактор; *2* — сетевой теплообменник; *3* — потребитель теплоты; *4* — насосы

тор *1* и сетевой теплообменник *2*, а второй контур — сетевой теплообменник *2* и потребителя теплоты *3*. Эта схема является технологически более простой, чем схемы АТЭЦ, и менее капиталоемкой; АСТ работают при более низких параметрах воды в первом контуре ($p = 1{,}6$ МПа, температура 170 °С), и их размещение возможно ближе к теплопотребителю, чем АТЭЦ.

2.1.3. Принципиальные схемы производства тепловой энергии за счет солнечной энергии и энергии геотермальных вод. Известны два основных направления преобразования энергии излучения Солнца в тепловую энергию: с предварительной концентрацией солнечной энергии на поверхности гелиоприемника и без нее. Гелиоприемник — устройство для преобразования энергии излучения Солнца в тепловую. В случае предварительного концентрирования энергии излучения в гелиоприемнике получают высокую температуру тепловоспри-

нимающей поверхности (до 5000 °С); если такой концентрации энергии не проводится, то температура рабочей поверхности гелиоприемника не превышает 200 °С.

Схема с концентраторами используется для систем производства электрической энергии и тепловой энергии высокого энергетического потенциала, а схемы без концентраторов — для выработки низкопотенциальной тепловой энергии. Рабочим телом — теплоносителем — в гелиоприемнике могут быть вода, воздух, органические низкокипящие жидкости. Важным условием применения рассматриваемых схем с гелиоприемниками является необходимость обеспечить бесперебойную работу системы независимо от временных и погодных условий. Эта независимость обеспечивается введением в схему емкостей, аккумулирующих тепловую энергию нагретого теплоносителя воды или воздуха во время работы гелиоприемника и отдающих теплоту теплоносителю во время отключения гелиоприемника, в результате чего гасится влияние колебаний мощности светового потока, являющегося источником энергии, во времени.

Для отопления и горячего водоснабжения наибольшее распространение получили схемы преобразования солнечной энергии в низкопотенциальную тепловую энергию. При воздушном солнечном отоплении здания (рис. 2.5) холодный воздух забирается из окружающей среды и вентилятором подается в гелиоприемник (гелиотеплогенератор) *1*, где он нагревается и через блок управления *2* вводится либо в помещение здания, либо в тепловой аккумулятор *3*, расположенный, как правило, под зданием. Предусмотрены возможность рециркуляции охлажденного воздуха и ввод холодного воздуха в тепловой аккумулятор в то время, когда гелиоприемник не работает, например ночью. Тепловым аккумулятором воздушного отопления может служить

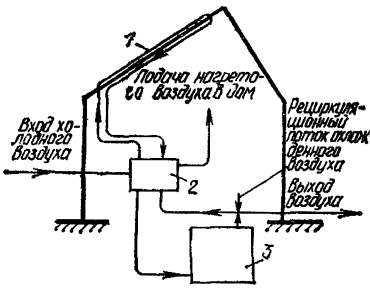


Рис. 2.5. Принципиальная схема воздушного солнечного отопления здания
1 — гелиоприемник; *2* — блок управления с вентилятором; *3* — тепловой аккумулятор

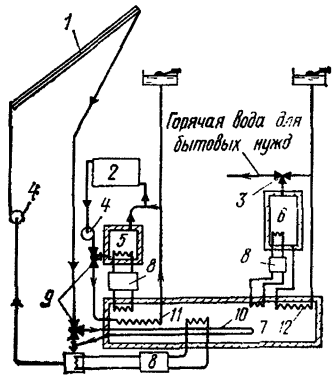


Рис. 2.6. Принципиальная схема индивидуального теплоснабжения здания с использованием солнечной энергии
1 — гелиоприемник (гелиотеплогенератор); *2* — отопительные радиаторы; *3* — смеситель; *4* — насос; *5* — промежуточный бак системы отопления; *6* — промежуточный бак системы горячего водоснабжения; *7* — водяной бак-аккумулятор; *8* — тепловые насосы; *9* — трехходовые клапаны; *10* — теплообменник первого контура; *11* — теплообменник системы отопления; *12* — теплообменник системы горячего водоснабжения

любой твердый наполнитель достаточной крупности с высокой удельной теплоемкостью, например, каменная галька, а также вещества, легко переходящие из твердого состояния в жидкое при температурах воздуха жилых помещений.

Схема водяного теплоснабжения здания (рис. 2.6) построена по аналогичному принципу. Наиболее совершенной является двухконтурная схема теплоснабжения, в которой теплоноситель — вода первого контура — насосами *4* подается в гелиоприемник (гелиотеплогенератор) *1*, оттуда направляется в теплообменник *10* водяного бака-аккумулятора, где охлаждается и возвращается в гелиоприемник. В системе отопления вода насосом *4* подается во второй водяной теплоприемник *11* бака-аккумулятора и оттуда в отопительные радиаторы *2*; из радиаторов вода насосом *4* возвращается в теплообменник *11* или в промежуточный водяной бак *5*. Схема движения воды в контуре горячего водоснабжения аналогична. Для поддержания расчетных тепловых условий системы возможно размещение электрических тепловых насосов *8*, включаемых в сеть при понижении температуры в баке-аккумуляторе *7* ниже предельной и использующих бак-аккумулятор как низкопотенциальный источник тепловой энергии. Установки позволяют обеспечить здание тепловой энергией в количестве 66 ГДж/год при площади гелиоприемника 22 м^2.

Если в гелиоприемнике необходимо получить температуру теплоносителя выше 200 °С, то для концентрации солнечной энергии на его приемной поверхности используют систему гелиостатов — параболических зеркал, имеющих механизм авто-

матического поворота для непрерывного отражения солнечной энергии на поверхность гелиоприемника. В этом случае обычно гелиоприемник располагают на башне высотой до 100 м, а гелиостаты — вокруг нее (рис. 2.7). Для солнечной тепловой станции мощностью 1 МВт (тепл.) в средней полосе европейской части России для размещения гелиостатов требуется не менее 20—25 га площади поверхности земли.

Установки, использующие энергию геотермальных вод для производства тепловой энергии, более компактны, чем гелиоустановки. При температурах геотермальных вод до 100—150 °С и слабой их минерализации возможно прямое использование геотермальных вод в системе теплоснабжения. При более высоких температурах и давлениях применяется двух-

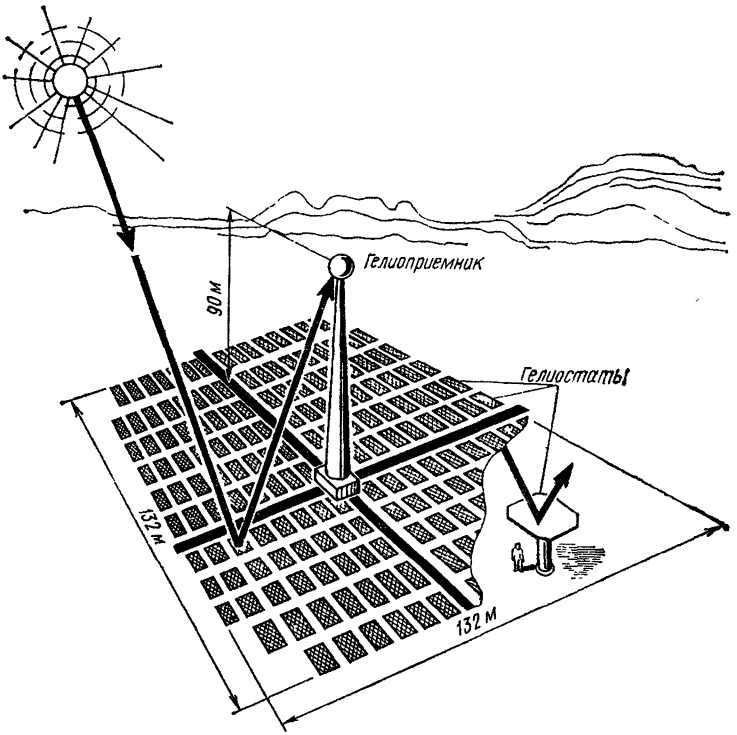


Рис. 2.7. Принципиальная схема концентрации солнечного излучения в гелиоприемнике системы получения высокопотенциальной тепловой энергии

контурная схема (рис. 2.8, *а*), в которой геотермальная вода или пар при температуре до 200 °С подается в сетевой теплообменник *2*, где охлаждается и затем сбрасывается, как правило, в подземные естественные пустоты — хранилища или в водоносный горизонт.

В случае очень большой минерализации геотермальной воды и насыщения ее другими вредными веществами используется схема с промежуточной очисткой пара (рис. 2.8, *б*). В этой схеме водяной пар или горячая вода под давлением из скважины *1* направляются в теплообменник парогенератора *4*, где конденсируются; образовавшаяся вода поступает в сепаратор *5*, где из нее выделяются вредные соединения; далее очищенная вода насосом *6* вводится в испарительную зону парогенератора *4*, где испаряется. Образовавшийся в результате испарения воды пар с температурой 120—150 °С направляется в сетевой теплообменник *2*, где передает теплоту сетевой воде, направляемой к потребителю. Возможны также схемы, использующие термальную энергию Земли в результате нагрева воды или воздуха, закачиваемых в ее недра, до высокой температуры с последующим их извлечением для использования.

2.1.4. Принципиальные схемы производства тепловой энергии из сельскохозяйственных и городских отходов. Сельскохозяйственные отходы, животноводческие и расти-

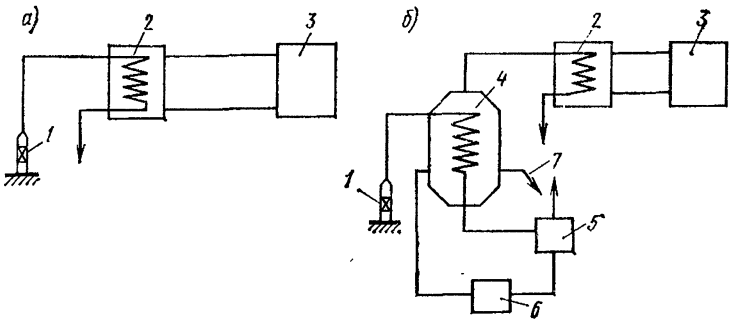


Рис. 2.8. Принципиальные схемы использования термальных вод для систем теплоснабжения

а — двухконтурная схема; *б* — схема с промежуточной очисткой геотермальных вод; *1* — источник геотермальной энергии (воды или пара); *2* — сетевой теплообменник; *3* — потребитель теплоты; *4* — парогенератор; *5* — сепаратор; *6* — насос; *7* — сброс воды из парогенератора

тельные: навоз, солома, отходы сахарного тростника, — являются хорошим сырьем для производства искусственного газообразного и жидкого топлива. Основным процессом превращения сельскохозяйственных отходов а горючий газ, содержащий метан и двуокись углерода, и в метиловый и этиловый спирты является сбраживание органических отходов. При производстве метана из отходов животноводческих ферм в качестве побочного продукта образуются водоросли, содержащие до 45—50 % ценных кормовых ингредиентов (протеина и аминокислот).

Технология переработки отходов животноводства (навоза) в метан сводится к разбавлению их водой (рис. 2.9) в приемном резервуаре *2*, выделению из них песка и других минеральных примесей *3* и сбраживанию обводненных отходов в метатенке *5* (устройстве для сбраживания отходов) в условиях их постоянного перемешивания при температуре до 60 °С. Образующийся газ сжимается в компрессоре *7* и направляется в аппарат разделения CH_4 и CO_2. Метан направляется на производство тепловой энергии *9* путем его сжигания, а двуокись углерода *10* — на питание водорослей в бассейне *11*. Стоки, обработанные в ме-

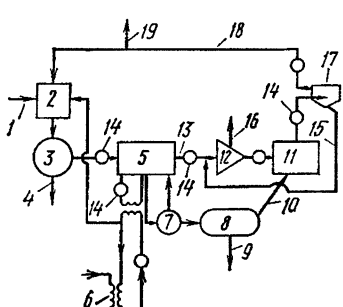


Рис. 2.9. Принципиальная схема переработки сельскохозяйственных (животноводческих) отходов в биогаз

1 — ввод отходов животноводства (навоза); *2* — приемный резервуар; *3* — установка для выделения песка и других минеральных примесей; *4* — вывод примесей; *5* — метатенк; *6* — теплообменник для поддержания заданных тепловых условий в метатенке; *7* — компрессор; *8* — разделитель биогаза на CH_4 и CO_2; *9* — вывод метана потребителю; *10* — вывод CO_2; *11* — бассейн для выращивания водорослей; *12* — центрифуга; *13* — вывод стоков из метатенка; *14* — насосы; *15* — возврат водорослей; *16* — вывод обезвоженных осадка и водорослей для кормопроизводства; *17* — резервуар для выделения водорослей; *18* — очищенные стоки; *19* — сброс очищенных стоков

татенке *5*, подаются на центрифугу *12*; обезвоженный осадок и водоросли направляются на кормоприготовление, а жидкие стоки из центрифуги — фугат — в бассейн *11* для выращивания водорослей и на разбавление исходных отходов в приемный резервуар *2*. Таким образом утилизируются все побочные продукты процесса сбраживания отходов: двуокись углерода CO_2 и твердый остаток процесса.

Аналогично происходит переработка растительных отходов. В случае необходимости метан легко перерабатывается в спирты, являющиеся хорошей присадкой к моторному топливу. Переработка сельскохозяйственных отходов методом сбраживания (ферментации) в биогаз при больших объемах их выделения является более эффективным методом их энергетического использования, чем, например, сжигание отходов, имеющих высокую влажность.

По мере концентрации населения в городах и крупных поселках все большее значение приобретает использование городских отходов для производства тепловой энергии. Основным направлением такого использования является организация сжигания отходов в специальных мусоросжигательных установках, а также в топках котлов тепловых электростанций в качестве присадки (до 10 %) к основному топливу. В среднем выделение бытовых отходов на одного жителя в городе составляет 440—450 кг, а в сельской местности — 170 кг в год. Таким образом, для города в 1 млн чел. в год образуется 450 тыс. т отходов, что соответствует примерно 80—130 тыс. т условного топлива.

Схема энергетического использования городских бытовых отходов на мусоросжигательном заводе или установке (рис. 2.10), как правило, реализуется в одном здании, что обеспечивает соблюдение санитарно-гигиенических норм, установленных для города. Она включает: отделение приемки *1* и складирования *2* отходов, систему подачи *3* отходов в загрузочную воронку *6*, сжигание отходов в топке котла с наклонной колосниковой решеткой *7*. Установка позволяет также утилизировать параллельно с твердыми отходами городской шлам (высоковлажные тонкоизмельченные твердые отходы). Шлам предварительно обезвоживается механически в центрифугах *14* и затем через мельницу-сушилку *12* в подсушенном виде вводится в виде пыли над слоем горящих твердых отходов *10*.

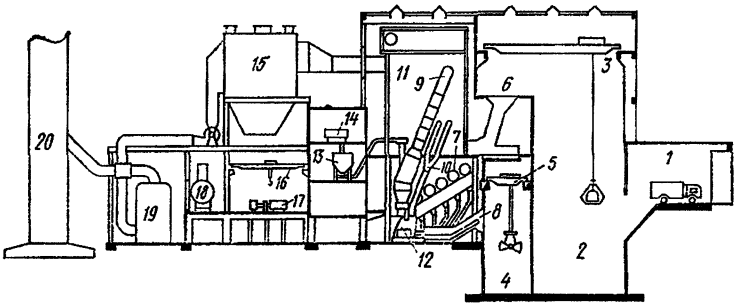


Рис. 2.10. Принципиальная схема энергетического использования городских бытовых отходов

1 — прием отходов; *2* — складирование отходов; *3* — кран; *4* — складирование золы и шлака; *5* — кран; *6* — загрузочная воронка; *7* — наклонная колосниковая решетка; *8* — транспортер шлака; *9* — трубопровод рециркуляции продуктов сгорания; *10* — система ввода подсушенного шлама; *11* — котел; *12* — мельница-сушилка; *13* — шламовый бункер; *14* — центрифуга; *15* — сепаратор пыли; *16* — кран; *17* — турбогенератор; *18* — деаэратор; *19* — скруббер; *20* — дымовая труба

Сушильным агентом в мельнице-сушилке служат высокотемпературные продукты сгорания, которые отбираются в верхней части топочного объема, обеспечивая тем самым их рециркуляцию, что снижает образование вредных газообразных веществ при сжигании отходов. Продукты сгорания, выводимые из котла *11*, подвергаются тщательной очистке в фильтрах *15* с последующей мокрой очисткой в скруббере *19*. Из скруббера *19* они выбрасываются в дымовую трубу *20*. Котел *11* может быть паровым и водогрейным. Зола и шлак, образующиеся после сгорания отходов, собираются в шлакоприемник и затем отводятся в шлаковый бункер *4*, из которого вывозятся за пределы завода.

Приведенными схемами не ограничиваются способы производства тепловой энергии из первичных источников, включая горючие и тепловые отходы. Перспективным является также применение для отопления и горячего водоснабжения тепловых насосов с использованием низкопотенциальной энергии массы поверхностного слоя грунта и близлежащих водоемов и др.

2.2. ГОРЕНИЕ ОРГАНИЧЕСКОГО ТОПЛИВА

Горением называется быстрый процесс экзотермического окисления горючего вещества, сопровождающийся выделением значительного количества тепловой энергии. Основой процесса горения является химическая реакция между окисляемым горючим веществом и окислителем — веществом, содержащим кислород или активные его соединения, с образованием его окислов. Горючим веществом могут быть: органическое топливо, некоторые металлы, углеводородные соединения и др.; окислителем — кислород, воздух (смесь 79 % азота и 21 % кислорода), перекись водорода H_2O_2, некоторые кислоты, например HNO_3, и др. Для того чтобы процесс горения произошел, необходимы наличие горючего и окислителя, контакт между ними на молекулярном уровне, тепловые условия, достаточные для протекания химической реакции с высокими скоростями. Таким образом, процесс горения — это многофакторный, сложный физико-химический процесс взаимодействия химических, тепловых и гидродинамических факторов.

Особенностями процесса горения, отличающими его от родственных процессов окисления, являются: 1) высокая температура; 2) быстротечность во времени; 3) как правило, неизотермичность и переменность концентраций компонентов по мере их взаимодействия; 4) изменение структуры и формы поверхности реагирования во времени. По своей природе горение — процесс, протекающий всегда при непрерывном подводе горючего и окислителя в зону горения и отводе газообразных продуктов сгорания из нее. В связи с этим независимо от технологии сжигания топлива закономерности горения горючего в среде окислителя являются объективно неизменными, определяющимися только начальными и граничными условиями его протекания.

2.2.1. Физико-химические основы процесса горения. В основе процесса горения лежат химические реакции горючего с окислителем. Применительно к углеводородным горючим, которыми являются все виды органического топлива, чистый углерод и водород, целесообразно выделить следующие химические реакции, протекающие с выделением или поглощением теплоты, в КДж/моль:

а) первичные экзотермические химические реакции полного горения:

$$C + O_2 \rightleftarrows CO_2 + 408{,}8; \qquad (2.1)$$

$$H_2 + 1/2O_2 \rightleftarrows H_2O + 241{,}6; \quad (2.2)$$

$$CH_4 + 2O_2 \rightleftarrows CO_2 + 2H_2O + 803{,}4; \quad (2.3)$$

б) первичные эндотермические реакции полного горения:

$$C + 2H_2O \rightleftarrows CO_2 + 2H_2 - 75{,}2; \quad (2.4)$$

в) первичные экзотермические реакции неполного горения:

$$C + 1/2O_2 \rightleftarrows CO + 246{,}4; \quad (2.5)$$

$$CH_4 + 1/2O_2 \rightleftarrows CO + 2H_2 + 36{,}4; \quad (2.6)$$

г) первичные эндотермические реакции неполного горения:

$$C + H_2O \rightleftarrows CO + H_2 - 118{,}8; \quad (2.7)$$

д) вторичные реакции полного и неполного горения:

$$CO + 1/2O_2 \rightleftarrows CO_2 + 285{,}6; \quad (2.8)$$

$$CO + H_2O \rightleftarrows CO_2 + H_2 + 43{,}5; \quad (2.9)$$

$$CO_2 + C \rightleftarrows 2CO - 162{,}4. \quad (2.10)$$

Реакции (2.8) и (2.9) являются экзотермическими, а (2.10) — эндотермической. Принципиальной особенностью всех реакций горения является их обратимость; ни одна из этих реакций не идет до конца, а лишь до состояния химического равновесия, при котором имеют место все компоненты реакции. Состояние химического равновесия зависит от температуры, давления и соотношения концентраций реагирующих веществ.

Направление изменения равновесия реакций под действием внешних факторов определяется принципом Ле-Шателье, согласно которому: если на систему, находящуюся в химическом равновесии, воздействовать извне, то в ней возникнут самопроизвольные процессы, стремящиеся ослабить это воздействие. Применительно к реакциям горения такими возможными факторами, влияющими на химическое равновесие реакций, являются: тепловыделение, сопровождающееся повышением температуры; возможное изменение давления и изменение концентрации какого-либо компонента реакции. Так, повышение температуры сопровождается торможением реакций, протекающих с большим тепловыделением, например, из реакций, описываемых уравнениями (2.1) и (2.5) преимущественное развитие приобретает реакция по уравнению (2.5). При очень

высоких температурах (свыше 1600—1800 °С) углерод топлива первично реагирует с кислородом в большей степени с образованием CO, а не CO_2, как это имеет место при низких температурах (1000—1300 °С). Повышение давления тормозит реакции, протекающие с увеличением объема, например реакции (2.4), (2.7), (2.10) и др. Если из системы, как это имеет место в топочных процессах, продукт реакции выводится и концентрация его снижается, то химическое реагирование стремится компенсировать это понижение концентрации, способствуя тем самым более полному протеканию реакций горения.

Кинетические основы процесса горения. В общем виде обратимая химическая реакция может быть записана стехиометрическим уравнением

$$\nu_{A_1} A_1 + \nu_{A_2} A_2 \ldots = \nu_{B_1} B_1 + \nu_{B_2} B_2, \qquad (2.11)$$

где A_1, A_2 и B_1, B_2 — химические символы реагирующих веществ; ν_{A_1}, ν_{A_2} и ν_{B_1}, ν_{B_2} — стехиометрические коэффициенты.

Зависимость скорости реакции от концентрации реагирующих веществ определяется законом действия масс: в однородной среде при постоянной температуре скорость реакции пропорциональна произведению концентраций реагирующих веществ. Для реакции (2.11) скорость прямой реакции в соответствии с законом действия масс может быть записана

$$w_1 = k_1 C_{A_1}^{\nu_{A_1}} \cdot C_{A_2}^{\nu_{A_2}} \ldots,$$

а обратной реакции —

$$w_2 = k_2 C_{B_1}^{\nu_{B_1}} \cdot C_{B_2}^{\nu_{B_2}} \ldots,$$

где C_{A_1}, C_{A_2},... C_{B_1}, C_{B_2}, ... — текущие концентрации реагирующих веществ; k_1 и k_2 — константы скорости прямой и обратной реакции (коэффициенты пропорциональности, зависящие от температуры и химической природы реагирующих веществ).

При химическом равновесии скорости прямой и обратной реакций уравниваются:

$$w_1 = w_2;$$

или

$$k_1 C_{A_1}^{\nu_{A_1}} \cdot C_{A_2}^{\nu_{A_2}} = k_2 C_{B_1}^{\nu_{B_1}} \cdot C_{B_2}^{\nu_{B_2}},$$

отсюда

$$(C_{A_1}^{\nu_{A_1}} \cdot C_{A_2}^{\nu_{A_2}})/(C_{B_1}^{\nu_{B_1}} \cdot C_{B_2}^{\nu_{B_2}}) = k_2/k_1 = k_c,$$

где k_c — константа равновесия, также являющаяся постоянной величиной, характеризующая только возможность глубины протекания химической реакции при заданных давлении p и температуре T.

Акты химического превращения исходных веществ в конечные продукты в результате реакции происходят вследствие соударения молекул, т. е. при их сближении, когда достаточно активно проявляется влияние сил отталкивания. При этом нормальная составляющая кинетической энергии соударяющихся молекул переходит в потенциальную и может быть затрачена на разрушение первоначальных связей в молекуле. Это произойдет, если образовавшаяся потенциальная энергия будет выше некоторого уровня, необходимого для разрушения первоначальных связей в молекуле. Такой уровень называется энергией активации E.

Для того чтобы реакция между молекулами A и B произошла, необходимо:

$$(mu_н^2)/2 \geq E; \quad m = (m_A \cdot m_B)/(m_A + m_B),$$

где m — приведенная масса соударяющихся молекул; m_A и m_B — массы молекул A и B; $u_н$ — нормальная составляющая относительной скорости молекул.

Но не всякие столкновения молекул, при которых энергия столкновения превышает энергию активации E, приведут к химической реакции; необходимо, чтобы соударяющиеся молекулы, являющиеся сложными комплексами, были должным образом сориентированы между собой так, чтобы удар одной молекулы о другую был в наиболее слабом участке ее структуры. В итоге скорость реакции, выраженную числом актов химического превращения в единице объема за единицу времени (закон Аррениуса), можно записать

$$w = k_0 e^{-E/(RT)} \cdot n_A \cdot n_B,$$

где k_0 — коэффициент, пропорциональный доле активных столкновений молекул, приводящих к химической реакции, который называется предэкспоненциальным множителем ($k_0 \sim \sqrt{T}$); R — универсальная газовая постоянная; n_A и n_B — концентрации молекул веществ A и B в объеме; k_0 — константа скорости реакции; так как k_0 слабо зави-

сит от температуры по сравнению с экспонентой, в расчетах полагают $k_0 = \text{const}$.

Применительно к ранее рассматриваемой реакции (2.11) скорость в соответствии с законом действия масс и законом Аррениуса может быть записана в виде

$$w = k_0 e^{-E/(RT)} \cdot C_{A_1}^{\nu_{A_1}} \cdot C_{A_2}^{\nu_{A_2}} \ldots \qquad (2.12)$$

Для сложных реакций характерным является ход реакции через промежуточные этапы, в которых часто активными участками становятся активные центры — отдельные атомы, радикалы, возбужденные молекулы. При сложной реакции выражение для ее скорости можно записать аналогично уравнению (2.12), однако в этом случае величины k_0 и E определяют на основании обработки опытных данных, а показатели степени ν_{A_1} и ν_{A_2} подбирают таким образом, чтобы удовлетворить результатам эксперимента. В этом случае сумма показателей степени при концентрациях называется порядком реакции и выражает зависимость скорости реакции от давления; константу скорости такой реакции, удовлетворяющей закону Аррениуса, называют кажущейся или видимой. Размерность константы скорости реакции k зависит от порядка реакции; для реакций первого порядка ($\nu_{A_1} + \nu_{A_2} + \ldots = 1,0$) ее размерность есть обратная величина времени (1/с); для реакции второго порядка ($\nu_{A_1} + \nu_{A_2} + \ldots = 2,0$) она равна м^3/(моль · с).

В элементарной обратимой реакции энергии активации прямой (E_1) и обратной (E_2) реакций можно рассматривать как некоторый потенциальный барьер, который надо преодолеть для ее совершения и перехода на новый энергетический уровень (рис. 2.11). Если прямая реакция экзотермична, то выделяется теплота реакции Q_p; для обратной реакции нужно преодолеть больший энергетический барьер E_2, и теплота реакции будет потребляться. Реакции горения органических топлив относятся к сложным реакциям, протекающим через активные центры, со значениями энергии активации E от 42—84 до 167—209 кДж/моль. Большой разброс значений энергии активации определяется большим разнообразием структуры и активности молекул органических веществ, используемых в качестве топлива.

Важной отличительной особенностью реакций горения является цепной механизм их протекания, характеризующийся тем,

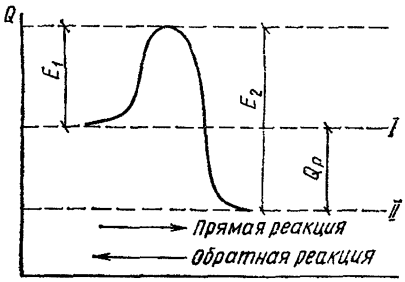


Рис. 2.11. Диаграмма энергетических уровней реакции

что реакция протекает не непосредственно между молекулами исходных веществ, а через промежуточные стадии, что позволяет обойти большой энергетический барьер, который потребовалось бы преодолеть для осуществления прямой реакции между исходными компонентами. Основы теории цепных реакций были разработаны Н. Н. Семеновым. В цепных реакциях различают: зарождение цепей — образование активного продукта, разветвление цепей — увеличение концентрации активного продукта в результате реакций с исходным веществом, обрыв цепей — процесс, при котором молекула активного продукта уничтожается. Реакция, при которой концентрация активного промежуточного продукта остается постоянной и равной равновесному его значению, называется *неразветвленной цепной* реакцией. Если в процессе реакции происходит увеличение активного промежуточного продукта, то суммарная скорость реакции непрерывно возрастает и наступает ее нестационарное протекание. Такая реакция называется *разветвленной цепной* реакцией. Характерным примером разветвленной реакции является окисление водорода

$$2H_2 + O_2 \rightarrow 2H_2O.$$

Суммарная реакция является результирующей ряда последовательно протекающих цепных реакций (рис. 2.12):

1) $H_2 + M \rightarrow 2H + M$
2) $H + O_2 \rightarrow OH + O$
3) $O + H_2 \rightarrow OH + H$
4) $OH + H_2 \rightarrow H_2O + H$
5) $H +$ стенка $\rightarrow 1/2H_2$
6) $OH +$ стенка $\rightarrow 1/2H_2O_2$
7) $O +$ стенка $\rightarrow 1/2O_2$
8) $H + O_2 + M \rightarrow 1/2H_2O_2 + 0{,}5O_2$.

Реакции (*1*) — зарождение активного центра — атома водорода; реакции (*2*) и (*3*) — разветвление цепи; реакции (*4*) —

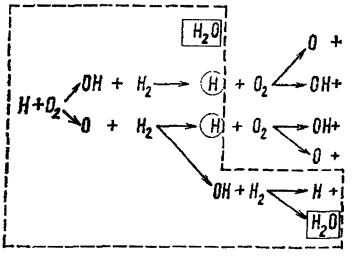


Рис. 2.12. Схема развития цепной реакции $H_2 + O_2$

продолжение цепи с образованием конечного продукта H_2O; реакции (*5*), (*6*), (*7*), (*8*) — обрыв цепных реакций. Цепной разветвленной является также реакция окисления оксида углерода кислородом в присутствии водяного пара или водорода. В сухой среде кислорода или воздуха оксид углерода не окисляется. Реакция $CO + O_2 \rightarrow 2CO_2$ протекает через промежуточные реакции с активными центрами H и OH, образующимися при наличии в среде небольших количеств H_2O или H_2. Реакцией продолжения цепи с одновременным получением конечного продукта является $CO + OH \rightarrow CO_2 + H$. Горение газообразных углеводородов также протекает по цепному механизму; активными центрами в них служат атомарные водород и кислород.

Тепловые условия реакции в горючей смеси определяются не только тепловыделением за счет реакции, но и теплоотводом из объема, занимаемого горючей смесью, в окружающую среду. Условия теплового воспламенения горючей смеси при нагреве ее до температуры T были установлены Н. Н. Семеновым. Тепловыделение при экзотермической химической реакции для горючей смеси можно записать через скорость реакции w в виде

$$Q_p = wQ = k_0 e^{-E/(RT)} \cdot C_{A_1}^{\nu_{A_1}} \cdot C_{A_2}^{\nu_{A_2}} \cdot Q,$$

где Q — теплота реакции горючей смеси.

Тепловой поток от объема реагирующей смеси в окружающую среду, отнесенный к единице объема, принят в виде линейной функции относительно температуры

$$Q_T = \alpha F / V(T - T_0),$$

где α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2 · К); F и V — поверхность и объем сосуда, в котором находится горючая смесь, соответственно, м^2 и м^3; T и T_0 — температуры реагирующей смеси и стенок сосуда, К.

В общем случае кривые изменения тепловыделения $Q_р$ и теплопотерь $Q_Т$ в зависимости от температуры T могут взаимно пересечься в трех точках (рис. 2.13). В точке A система, в которой происходит химическая реакция окисления, с точки зрения тепловых условий ее протекания является устойчивой. При случайном уменьшении температуры система перейдет в состояние, при котором величина $Q_р > Q_Т$, температура T возрастет и система вновь вернется в состояние A. При случайном повышении температуры T на величину ΔT будет справедливо неравенство $Q_р < Q_Т$, температура системы уменьшится, и она вновь перейдет в состояние A. Применительно к окислительным процессам — это состояние медленного окисления, нехарактерное для высокотемпературных процессов горения.

При повышении температуры T за счет внешнего источника до состояния B, соответствующего второму пересечению кривых $Q_р$ и $Q_Т$, система переходит в неустойчивое состояние: при снижении температуры на величину ΔT величина $Q_р \le Q_Т$ и система переходит в точку A; при увеличении температуры на величину ΔT величина $Q_р > Q_Т$ система переходит в состояние C.

Состояние C является вторым устойчивым состоянием системы, соответствующим состоянию горения. Взаимосвязь между кривыми $Q_р = f(T)$ и $Q_Т = f(T)$ такова, что при малых теплопотерях ($Q_Т^{II} = f(T)$) возможно только одно пересечение этих кривых (см. рис. 2.13); в этом случае при всех температурах (до $T_с$) тепловыделение будет больше теплопотерь; реакция будет все время интенсифицироваться за счет роста температуры T, и устойчивое состояние системы будет только в состоянии C^{II}. В случае если кривая $Q_Т = f(T)$ в области низких температур только касается кривой $Q_р = f(T)$ (см. рис. 2.13, точка K), то это состояние будет

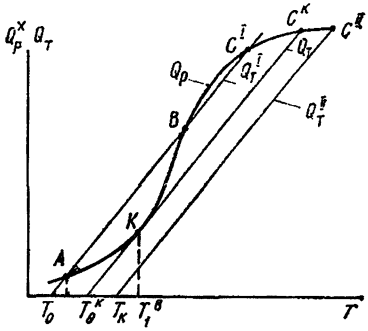


Рис. 2.13. Зависимость тепловыделения $Q_р$ и теплопотерь $Q_Т$ от температуры T; ($Q_Т^I$, $Q_Т$, $Q_Т^{II}$ — теплопотери при разных температурах стенок $T_О$, $T_О^к$, $T_к$)

неустойчивым; увеличение температуры T сразу приведет систему в состояние, соответствующее точке C^K. Точка K в этом случае будет соответствовать условиям воспламенения горючей смеси, а $T = T_1^B$ будет температурой самовоспламенения системы. Таким образом, при заданном значении $Q_p = f(T)$ снижение температуры стенок сосуда до T_o^K приводит к созданию в точке K условий воспламенения, при котором незначительное повышение температуры $T > T_K$ приведет к интенсификации реакций окисления, и система перейдет в состояние C^K — состояние устойчивого горения. Рассмотренная модель, при которой самовоспламенение определяется достижением предельно возможного стационарного теплового состояния системы, положена в основу стационарной тепловой теории самовоспламенения системы.

Диффузия и массообмен в процессе горения. Процесс горения будет стационарным, если кроме химической реакции и тепловых условий, обеспечивающих достаточную скорость ее протекания, вернее, параллельно с химической реакцией, будет обеспечен непрерывный подвод горючего и окислителя в зону реакции и соответственно отвод продуктов сгорания из нее. Для протекания реакции необходимо перемешивание компонентов на молекулярном уровне, иными словами, необходим процесс массопереноса реагирующих компонентов в зону реакции и продуктов реакции из нее. Процесс массопереноса осуществляется в турбулентном потоке за счет турбулентной диффузии, а в неподвижной среде, ламинарном потоке и в пограничном слое потока — за счет молекулярной диффузии. Молекулярная диффузия при постоянных температуре и давлении происходит за счет градиента концентрации компонента и описывается законом Фика (аналогично закону Фурье для теплопроводности):

$$g_1 = D_{12}\frac{\partial C_1}{\partial x}, \qquad (2.13)$$

где g_1 — массовый поток компонента *1*, кг/(см^2 · С); D_{12} — коэффициент молекулярной диффузии компонентов *1* и *2*, см^2/с; $\partial C_1/\partial x$ — градиент концентрации C_1, компонента *1* в направлении x, кг/см^4.

Коэффициент диффузии D_{12} является функцией температуры и давления:

$$D_{12} = D_{012}(p_0/p)(T/T_0)^n.$$

Коэффициент n может меняться от 2,5 (для низких температур) до 1,5 (для высоких температур). Для реакций горения при температурах до 1200—1500 К принимают $n = 2{,}0$, а при более высоких — $n = 1{,}5$. Значения коэффициента взаимной диффузии D_{012}, см^2/с, при нормальных условиях ($p_0 = 101{,}3$ кПа; $T_0 = 273$ К) получены экспериментально для компонентов: кислород — азот — 0,181—0,187; кислород — воздух — 0,178; кислород — двуокись углерода — 0,139; двуокись углерода — воздух — 0,138; двуокись углерода — азот — 0,15; водяной пар — воздух — 0,22; окись углерода — азот — 0,192.

При неизотермических условиях диффузионный поток вещества зависит не только от градиента концентрации, но и от градиента температуры. Термодиффузия (т. е. диффузия вещества, вызванная градиентом температур) обычно мала и имеет значение в расчетах только при горении водорода и его смесей.

Как правило, при горении углеводородных топлив химические реакции сопровождаются изменением объема образующихся веществ по отношению к веществам, вступившим в реакцию. В этом случае появляется еще одна составляющая суммарного диффузионного потока (стефановский поток) — диффузия вещества за счет изменения объема. В турбулентном потоке диффузия в радиальном направлении относительно его оси, как и теплопередача, протекает при турбулентном переносе и смешении определенных масс газа или жидкости — турбулентных молей. Движение молей носит пульсационный характер, а скорости их перемещения — это скорости поперечных пульсаций потока. Уравнение, описывающее турбулентную диффузию компонентов в потоке, аналогично уравнению Фика (2.13), в которое вместо коэффициента молекулярной диффузии D вводят коэффициент турбулентной диффузии A_T:

$$A_T = l \cdot w',$$

где l — пространственный масштаб турбулентности, который можно представить как путь турбулентного перемещения моля до смешения; w' — среднеквадратичная пульсационная скорость потока.

Для расчета массопереноса у поверхностей раздела (например, при реакциях горения на поверхности твердого топлива или в процессах испарения) молекулярная диффузия наблюдается только в сравнительно тонком пограничном слое у поверхности, в то время как внешний газовый поток, как правило, является

турбулентным. Для расчета диффузионного массообмена между потоком и поверхностью пользуются уравнением, аналогичным соотношению Ньютона для конвективного теплообмена:

$$g = \alpha_D \Delta C = \alpha_D / \Delta p(RT),$$

где α_D — коэффициент диффузного обмена, аналогичный коэффициенту конвективного теплообмена α; $\Delta C = \Delta p/(RT)$ — разность концентраций диффундирующей компоненты в потоке и у поверхности; Δp — разность парциальных давлений; T — определяющая температура пограничного слоя. Коэффициент α_D определяется из критериальных уравнений массообмена аналогичных критериальным уравнениям конвективного теплообмена.

Общий вид критериальных уравнений для расчетов конвективного теплообмена и массообмена при соблюдении условий подобия для одних и тех же систем аналогичен. В общем случае процесс горения протекает при непрерывном изменении температуры (зависящей от скорости химической реакции и потерь теплоты в окружающую среду) и концентраций реагирующих компонентов, а также при интенсивной их диффузии в зону реакции. Суммарная скорость реакции, оцениваемая по скорости потребления одного из реагирующих компонентов, для случая сжигания газообразного топлива имеет вид:

$$w = \partial q / \partial \tau = \bar{k} C C',$$

где $w = \partial q / \partial \tau$ — скорость расходования компонента q (как правило, горючего), кг/(м$^2 \cdot$ с); $\bar{k}$ — суммарная константа скорости реакции; C и C' — концентрации кислорода и горючего, кг/м^3.

Для случая горения твердого топлива или тяжелого жидкого топлива, при котором концентрация топлива или его паров в зоне реакции может быть принята постоянной, уравнение суммарной скорости реакции можно записать в виде

$$w = \partial q / \partial \tau = \beta \bar{k} C S_1,$$

где β — стехиометрический коэффициент (отношение массы прореагировавшего горючего к массе израсходованного кислорода); S_1 — удельная поверхность реагирования в единице объема, м^2/м^3.

Суммарная константа скорости реакции $\bar{k}$ аналогично константе химической скорости реакции k также выражает частоту

активных столкновений молекул, приводящих к реакции, но с учетом процесса диффузии молекул реагирующих компонентов в зону реакции. Величину $1/k$ можно рассматривать как общее сопротивление перехода реагирующего газа в зону реакции из окружающей среды, которое складывается из химического сопротивления и сопротивления диффузии $1/\alpha_D$, так что:

$$1/\bar{k} = 1/k + 1/\alpha_D = 1/k + \frac{\delta}{\mathrm{Sh}D}, \qquad (2.14)$$

где δ — характерный линейный размер; $\mathrm{Sh} = (\alpha_D \delta / D)$ — число Шервуда.

Анализ соотношения (2.14) для суммарной константы скорости реакции позволяет выделить два предельных режима процесса горения: 1) *диффузионный режим* горения, при котором $k \gg \alpha_D$, $1/\bar{k} \approx 1/\alpha_D$ и суммарная скорость реакции $\partial q/\partial \tau$ определяется интенсивностью массопереноса реагирующих компонентов *в зону реакции. Горение в этом режиме характерно по*вышенным уровнем температур в зоне реакции по отношению к температуре вокруг этой зоны и снижением концентрации кислорода в зоне реакции до нуля; 2) *кинетический режим* горения — это режим, при котором величина $k \ll \alpha_D$, $1/\bar{k} \approx 1/k$ и суммарная скорость реакции определяются скоростью химического реагирования компонентов. Горение в этом режиме не сопровождается сколько-нибудь заметным снижением концентраций реагирующих компонентов в зоне реакции по отношению к концентрациям вокруг этой зоны и характерно отсутствием заметного повышения температуры в зоне реакции.

Очевидно, что диффузионный режим горения может иметь место при высокой температуре процесса и при недостаточно эффективном перемешивании компонентов (например, при диффузионном горении газа, горении распыленного жидкого и твердого топлива). Кинетический режим горения наблюдается при сжигании предварительно хорошо перемешанных смесей газообразного топлива и кислорода, при низкотемпературном горении твердых топлив (например, на стадии их воспламенения, в процессах низкотемпературной газификации топлив и др.). Как правило, в реальных условиях процесс горения протекает в промежуточном режиме, в большей или меньшей степени приближающемся к предельному режиму.

В зависимости от фазового состояния реагирующих веществ при горении (твердое, жидкое, газообразное) химические реакции делят на: *гомогенные*, протекающие в объеме между компонентами, находящимися в одной, как правило, газообразной фазе, и *гетерогенные*, протекающие на поверхности раздела фаз — твердой, жидкой и газообразной. В соответствии с этими названиями реакций горение топлив также условно делят на гомогенное и гетерогенное горение. Примерами *гомогенного горения* являются: горение хорошо перемешанных газообразных компонентов, горение быстро испаряющихся жидких топлив в случае, когда перемешивание образовавшихся паров топлива с окислителем предшествует процессу горения. Примерами *гетерогенного горения* на поверхности раздела фаз могут служить: горение твердых топлив, горение капель тяжелых жидких топлив в случае, если фронт горения устанавливается на границе раздела паров топлива и окислителя, и др. В зависимости от характера реакций анализ процесса горения проводят в соответствии с разработанными моделями теорий гомогенного и гетерогенного горения.

Любой процесс горения топлив по своей сути является поточным процессом, поскольку для его протекания необходимы непрерывный подвод компонентов в зону реакции и отвод из нее продуктов сгорания. Подвод компонентов в зону реакции производится за счет диффузии молекул горючего и окислителя. При горении топлива в потоке газообразного окисления независимо от характера реакций (гомогенной или гетерогенной) возможна организация протекания процесса в ламинарном и турбулентном потоке, что существенно сказывается на закономерностях развития процесса. В связи с этим процесс горения подразделяют на *ламинарное горение* (т. е. горение в ламинарном потоке окислителя) и *турбулентное горение* (горение в турбулентном потоке окислителя).

Процесс горения топлив (особенно при его протекании в реальных устройствах со сложной гидродинамической структурой потоков в условиях существенной неизотермичности в зоне горения) является одним из самых сложных физико-химических процессов, известных до сего времени. Наиболее сложным с точки зрения анализа является горение потока топлива, которое сопровождается непрерывным изменением температур и концентраций реагирующих компонентов. Особенности условий

подвода реагирующих компонентов в зону реакции по мере движения топлива и окислителя и изменение локальных тепловых условий по мере изменения интенсивности процесса от воспламенения топлива до стадии его догорания делают переменными определяющие параметры протекания реакций с переходом режима горения от кинетического к диффузионному, и наоборот.

С целью полной оценки влияния гидродинамических, тепловых и химических факторов на процесс горения топлива в потоке разработан метод комплексного анализа процесса горения потока топлива в неизотермических условиях, позволивших для конкретных случаев найти закономерности развития процесса горения и аналитически определить влияние начальных и граничных условий на скорость горения топлива. В основе метода комплексного анализа лежит система из семи дифференциальных уравнений, включающих: основное уравнение горения топлива; уравнение неразрывности для всего потока газов; уравнение неразрывности для окислителя (с учетом химической реакции); уравнения состояния и движения газа; уравнения движения частиц (капель) топлива; уравнение переноса энергии.

При сжигании твердого или жидкого топлива последнее распыляется в потоке окислителя в виде полидисперсной системы с изменением начальных размеров частиц (капель) от нулевого до максимально заданного с очень большим различием удельных поверхностей отдельных частиц (капель) в зависимости от их размеров. При анализе процесса весь массовый поток топлива делится на ряд самостоятельных потоков по размерам частиц (капель), причем полагают, что в каждом условно выделенном потоке начальный размер частиц (капель) равен среднему их размеру. Для каждого условно выделенного потока топлива в системе уравнений отдельно записывают уравнения горения и движения частиц капель топлива, так что общее число уравнений в системе равно $2j + 5$ (где j — количество условно выделенных монофракционных потоков топлива). При $j = 5$ удается достаточно полно учесть полидисперсность топлива. В этом случае система состоит из пятнадцати уравнений, которые решаются с использованием современной вычислительной техники.

2.2.2. Горение твердого топлива. Твердое топливо является термически нестойким органическим веществом, процесс горения которого протекает через ряд стадий. Основной стадией, определяющей интенсивность всего процесса в целом, является

стадия горения так называемого коксового остатка — углерода, оставшегося в частице топлива после завершения деструкции вещества исходного топлива и выхода летучих веществ. В основе процесса горения частиц углерода лежат гетерогенные химические реакции взаимодействия углерода с окружающими горящую частицу газами: O_2, H_2O, CO_2 и др. Наиболее глубокие исследования горения углерода проведены А. С. Предводителевым, Л. Н. Хитриным, Г. Ф. Кнорре, Б. В. Канторовичем и др.

В основе процесса горения частицы углерода, движущейся в потоке воздуха, лежит модель, предложенная Л. Н. Хитриным, согласно которой угольные частицы малых размеров приобретают скорость, близкую к скоростям движения потока воздуха. При таком условии вынужденный конвективный перенос массы отсутствует и частица выгорает равномерно. При этом возможны четыре режима взаимодействия углерода с кислородом воздуха в зависимости от температуры среды (рис. 2.14). Основными реакциями в модели считаются реакции углерода с кислородом, поступающим к поверхности частицы за счет диффузии из основного потока с образованием оксида и диоксида углерода. Продукты сгорания диффундируют от поверхности частицы в окружающее ее пространство. При невысоких температурах (< 973 К) (реак-

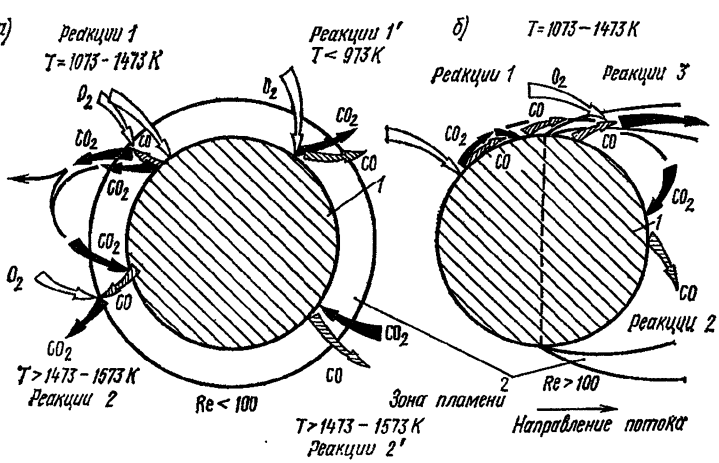


Рис. 2.14. Схемы химических реакций при горении частицы углерода
а — реакции при малых скоростях обтекания частицы кислородом воздуха (Re < 100); *б* — реакции при больших скоростях обтекания частицы кислородом воздуха (Re > 100); *1* — частица углерода; *2* — зона пламени

ция 1′) реакции окисления углерода протекают с образованием CO и CO_2. При более высоких температурах (1070—1470 К) возможна вторичная реакция догорания образовавшегося CO вблизи поверхности частицы так, что в окружающую среду будет отводиться только или преимущественно диоксид углерода (CO_2) (реакция 1). При этом часть образовавшегося CO_2 может при $T = 1473—1573$ К вновь диффундировать к поверхности углерода и вступить с ним в эндотермическую реакцию с образованием оксида углерода (реакция 2), который затем догорит в результате взаимодействия с кислородом в зоне пламени вокруг частицы.

При высоких температурах (выше 1470—1570 К), как правило, кислород не достигает поверхности частицы и процесс горения протекает по гетерогенной реакции $C + CO_2 = 2CO$ с последующим догоранием CO на некотором расстоянии от поверхности в зоне пламени (реакция 2′). В случае омывания частицы потоком окислителя с большой скоростью ($Re > 100$) с лобовой стороны частицы будут протекать только гетерогенные реакции (реакции 1 и 2, рис. 2.14, *б*); догорание же оксида углерода будет наблюдаться в кормовой части потока на границе циркуляционной зоны (реакция 3, рис. 2.14, *б*), а вторичные реакции $C + CO_2$ будут иметь место главным образом в тыльной части углеродной частицы (схема 2, рис. 2.14, *б*), где кислород отсутствует, но имеются хорошие тепловые условия для обеспечения эндотермических реакций.

Важной отличительной особенностью горения коксового (углеродного) остатка частицы твердого топлива является его высокая пористость, что обеспечивает диффузию внутрь углеродной частицы активных по отношению к углероду газов (CO_2, O_2, H_2O). Л. Н. Хитрин оценивает величину удельной внутренней поверхности частицы, приходящейся на единицу ее объема, для древесного угля от 57 до 114 $см^2/см^3$, для электродного угля от 70 до 500 и для антрацита около 1000 $см^2/см^3$. В ходе реагирования внутренняя поверхность частицы увеличивается за счет испарения влаги, выхода летучих веществ, изменения температуры и других факторов.

Чем больше проницаемость материала, интенсивнее диффузия газов внутрь его и чем медленнее протекает реакция, тем глубже проникание кислорода и других газов внутрь частицы и тем большая масса участвует в реакции. Процесс внутренней диффу-

зии можно рассматривать как самостоятельный, не зависящий от характера диффузионных процессов в зоне горения. В этом случае суммарную скорость гетерогенной реакции через потребление кислорода можно записать (согласно Л. Н. Хитрину):

$$w = \partial q_{O_2} / \partial \tau = kC_s + D_i(\partial C_i / \partial n)_s,$$

где k — константа скорости химической реакции на внешней поверхности частицы; C_s — концентрация кислорода на этой поверхности; $D_i(\partial C_i/\partial n)_s$ — диффузионный поток кислорода внутрь частицы; $\partial C_i/\partial n$ — градиент концентрации кислорода внутри частицы.

Эффективный коэффициент внутренней диффузии D зависит от пористости материала, величины и свойств поверхности пор. Величина внутридиффузионного потока зависит от проницаемости материала и интенсивности реагирования на поверхности его пор. Она определяется значениями кинетических констант и размером внутренней реакционной поверхности в единице объема частицы. Чем выше активность и воспламеняемость твердого топлива и чем при меньших температурах оно воспламеняется, тем в меньшей степени увеличивается его внутренняя поверхность во время его термической деструкции на начальных стадиях горения и тем меньшее значение в процессе имеет внутреннее реагирование. И наоборот, чем менее реакционное топливо, чем труднее оно воспламеняется, тем процессы, приводящие к раскрытию пор угольного вещества, протекают полнее и тем выше значение внутреннего реагирования.

Особенно значительна роль внутреннего реагирования при горении композиционных топлив — топливных гранул, капель топливных суспензий и др. С повышением температуры горения значение внутреннего реагирования ослабевает. При сжигании высокозольных твердых топлив даже при высоких температурах значение внутреннего реагирования существенно возрастает, так как зольная оболочка, образующаяся при выгорании такой частицы, становится дополнительным сопротивлением для диффузии газов к поверхности реагирования. Однако влияние этой оболочки на процесс сказывается только при горении крупных частиц топлива; при пылевидном сжигании даже при зольности топлива 30—35 % это влияние несущественно.

При горении частицы натурального твердого топлива стадии горения коксового (углеродного) остатка предшествует ряд факторов, существенно влияющих на процесс в целом, а имен-

но: подогрев и подсушка частицы топлива; деструкция вещества топлива с выделением летучих; горение летучих и др. Важной особенностью горения этих частиц является четко выраженная стадийность с резким изменением характера закономерностей развития каждой стадии во времени. Экспериментальные исследования динамики выгорания частицы твердого топлива (рис. 2.15), выполненные практически на всех марках угля в широком диапазоне температур среды (от 573 до 1273 К), позволили создать модель горения частицы натурального топлива — угля, включающую 10, а для высоковлажных углей и водоугольных суспензий — 11 стадий процесса.

При вводе частицы в высокотемпературную окислительную среду она вначале проходит стадию прогрева *I* при определяющем влиянии внешнего теплообмена и массопереноса на изменение массы и температуры частицы. При выгорании частицы высоковлажного топлива или капли водоугольной суспензии вслед за стадией прогрева наблюдается стадия поверхностного испарения влаги (на схеме не показана), протекающая при постоянной температуре частицы. Собственно процесс горения частицы начинается со стадии *II* — стадии дальнейшего прогрева частицы и начала низкотемпературных экзотермических реакций внутри объема частицы, что приводит к достаточно резкому увеличению ее температуры при непрерывной скорости изменения температуры и потери массы.

Стадия *III* характерна уменьшением скорости роста температур в связи с началом эндотермических реакций деструкции угольного вещества с выходом летучих продуктов этой деструкции. Стадия завершается воспламенением летучих вокруг частицы, что приводит к интенсификации процессов деструкции внутри частицы. Эти процессы продолжаются во время *IV* стадии — ста-

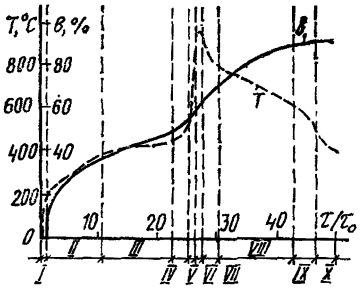


Рис. 2.15. Изменение массы частицы *b* и температуры ее поверхности *T* в зависимости от времени ее выгорания τ/τ_0

дии горения летучих; *V* — стадия параллельного протекания процессов горения летучих вокруг объема частицы и начала поверхностного гетерогенного горения углерода, о чем свидетельствует резкое возрастание температуры поверхности частицы; *VI* — стадия активного поверхностного горения с догоранием вокруг поверхности еще выделяющихся летучих. Во время этой стадии достигается максимальная температура поверхности частицы.

Во время *I*—*V* стадий происходит изменение структуры реагирующей частицы с резким увеличением ее пористости и активации открывающейся поверхности. На стадии *VII* наблюдается активное горение коксового (углеродного) остатка частицы с догоранием еще выделяющихся летучих на ее поверхности. Эта стадия характеризуется резким падением температуры на поверхности частицы. *VIII* стадия — это горение коксового остатка, как правило, самая продолжительная стадия, протекающая при плавном снижении температуры поверхности и развитии реакций внутри объема частицы. Процесс горения заканчивается стадией догорания коксового остатка (стадия *IX*), в основе которой лежит внутреннее реагирование углерода частицы с диффундирующими внутрь ее газами, и стадией *X* — стадией охлаждения зольного остатка частицы до температуры среды. Важно, что практически все стадии протекают при разных режимах горения от чисто диффузионных (стадии *I*, *II*, *IV*, *VII*, *VIII*, *IX*) до кинетических (стадии *III*, *VI*).

В целом же весь процесс выгорания частицы натурального твердого топлива суммарно можно рассматривать как протекающий в промежуточном режиме ближе к диффузионному, а для инженерных расчетов — в чисто диффузионном режиме. При термической деструкции угольного вещества (стадии *II*, *III*, *IV*, *V*) происходит выделение продуктов деструкции в виде газа, кислоты, воды и смолы. Относительная доля выделяющихся газа и жидкости зависит от скорости нагрева частицы: чем выше скорость нагрева, тем выход этих веществ больше. По мере движения к поверхности частицы вода и кислоты испаряются, а смола и газообразные углеводороды подвергаются вторичному разложению. Водяной пар, проходя через раскаленную углеродную поверхность, на стадиях *IV* и *V* может вступать в реакцию с углеродом и интенсифицировать процесс.

В конце *III* стадии процесса происходит воспламенение частицы топлива, которое практически во всех случаях начинается с воспламенения выделившихся из нее горючих летучих, имеющих более

низкую температуру воспламенения, чем коксовый (углеродный) ее остаток. В связи с этим роль летучих в процессе воспламенения во многом является решающей, выход летучих является следствием деструкции угольного вещества; чем выше интенсивность их выхода, тем больше глубина деструкции, прямым следствием которой является активация образующейся новой реакционной поверхности твердого остатка за счет повышения пористости частицы. Образование летучих в объеме частицы приводит к повышению ее внутреннего давления и к разработке поверхности твердого остатка, что способствует существенной интенсификации процесса горения в целом, особенно на заключительной его стадии.

В то же время выделяющиеся летучие обволакивают частицу и при определенных условиях [на стадии *IV* и *V* (частично)] препятствуют диффузии кислорода к поверхности частицы и тем самым в известной степени несколько тормозят основные гетерогенные реакции горения. Однако, как показали исследования, это наблюдается только у относительно крупной частицы размером 1,0 мм и более. Чем выше размер частицы, тем относительно меньшая доля летучих выделяется до момента их воспламенения и тем большая их часть выгорает параллельно с гетерогенным реагированием на поверхности частицы.

При сжигании частиц топлива в потоке большое значение в процессе воспламенения играет время индукции $\tau_{инд}$, т. е. время, затрачиваемое на самопроизвольное повышение температуры в процессе химического реагирования горючего с окислителем, приводящего к воспламенению. Величина $\tau_{инд}$ определяется как промежуток времени, в течение которого температура частицы повышается от начальной до температуры воспламенения. Чем выше температура среды, в которую введена частица топлива, тем меньше время индукции. Для оценки процесса воспламенения твердых топлив иногда пользуются параметром *условная температура воспламенения* — минимальная температура среды, при которой происходит воспламенение частицы при длительном ее пребывании в ней (т. е. при $\tau_{инд} \to \infty$). Эта температура воспламенения зависит не только от вида топлива, но и от тепловых условий взаимодействия частицы со средой. Так, для одиночной мелкой частицы эта температура меняется от 1170—1270 К для антрацита до 800—850 К для бурого угля. Для частиц тех же топлив, находящихся в контакте с другими такими же частицами (например, в слое), эта температура снижа-

ется почти в 2 раза, что свидетельствует о более благоприятных условиях воспламенения топлива при слоевом его сжигании.

При инженерных расчетах времени горения частицы твердого топлива стадии горения условно объединяют в четыре укрупненные расчетные стадии (см. рис. 2.15): 1) от момента ввода частицы в зону горения до момента воспламенения летучих (стадии *I*, *I* и *III*); время этой стадии рассчитывают как время выхода летучих $\tau_{вл}$; 2) от момента воспламенения летучих до конца их видимого горения (стадии *IV*, *V*); время этой стадии рассчитывают как время видимого горения летучих $\tau_{гл}$; 3) от момента прекращения видимого горения летучих до начала активного горения коксового остатка (стадия *VI*); время стадии рассчитывают как время прогрева коксового остатка до его воспламенения $\tau_{вк}$; 4) от момента начала активного горения коксового остатка до завершения процесса (стадии *VII*, *VIII*, *IX*); время стадии рассчитывают как время горения коксового остатка $\tau_{гк}$).

Эти условные времена расчетных стадий горения частицы рассчитывают на основании экспериментальных данных, полученных при изучении изменения цветовой температуры частицы в процессе горения, а также визуального наблюдения за процессом с применением киносъемки. Расчетные зависимости позволяют определить влияние начального размера частицы d, мм; температуры среды $T_г$, К; концентрации кислорода O_2, %; плотности частицы $\rho_{чт}$, кг/м^3, на время протекания расчетных стадий процесса. При этом принято, что

$$\tau_{вк} = \tau_{вл} + \tau_{гл} + \tau_{гк}.$$

В. И. Бабий и И. П. Иванова получили следующие эмпирические зависимости для времен расчетных стадий процесса:

$$\left.\begin{aligned}
\tau_{вл} &= 5{,}3\cdot 10^{14} k_{вл} T_г^{-4} d^{0,8};\\
\tau_{гл} &= 0{,}488\cdot 10^{6} k_{гл} d^{2};\\
\tau_{вк} &= 1{,}12\cdot 10^{10} k_{вк} \rho_{чт} d^{1,2} T_г^{-3};\\
\tau_{гк} &= 2{,}21\cdot 10^{8} k_{гк} \frac{100 - A_К^d}{100} \frac{\rho_К d^2}{T_г^{0,9} O_2};\\
\rho_К &= \rho_{чт}(100 - W^r - V^r)/100,
\end{aligned}\right\}$$

где $A_К^d$ — зольность коксового остатка частицы, %; W^r, V^r — исходная влажность частицы и выход летучих частиц при рабочем состоянии топлива, %.

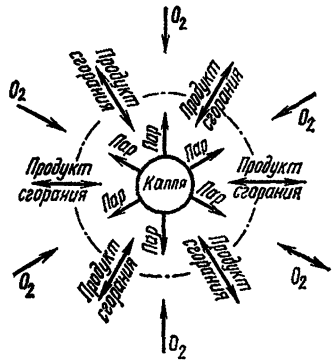
Коэффициенты k в формулах суммарно характеризуют физико-химические свойства исходных топлив и получены экспериментально. Для углей (бурых, каменных и антрацитов) значения k меняются в пределах: $k_{вл}$ — от 0,82 до 1,06; $k_{гл}$ — от 1,00 до 1,42; $k_{вк}$ — от 0,8 до 1,59; $k_{гк}$ — от 0,45 до 1,02. Анализ формул показывает, что расчетная стадия выхода летучих, определяемая $\tau_{вл}$, пропорциональна интенсивности теплового излучения на поверхность капли ($\tau_{вл} \approx T_г^{-4}$) и время ее протекания практически линейно зависит от диаметра частицы ($\tau_{вл} \sim 0{,}8$), что свидетельствует об участии всей массы частицы в этом процессе.

Время расчетной стадии горения летучих (2—3) определяется только величиной поверхности частицы топлива ($\tau_{лг} \approx d^2$), поскольку горение летучих протекает вокруг частицы и не зависит ни от температуры среды, ни от других параметров. Время протекания расчетной стадии горения коксового остатка $\tau_{гк}$ линейно зависит от концентрации кислорода (что свидетельствует о первом порядке реакции), пропорционально поверхности частицы d^2 (это означает, что относительно малая роль внутреннего реагирования) и слабо зависит от температуры среды $\tau_{гк} \approx T^{-0,9}$ (что является следствием преимущественно диффузионного режима горения). Приведенные формулы позволяют получить сравнительные данные о поведении частиц углей различных марок при их выгорании.

2.2.3. Горение жидкого топлива. Жидкое топливо в топочных устройствах, как правило, сжигается в распыленном состоянии, в виде капель в потоке воздуха. Горение жидких топлив всегда происходит в паровой фазе, поэтому процессу горения капли всегда предшествует процесс испарения. В общем случае в высокотемпературной среде капля жидкого топлива окружена некоторой зоной, насыщенной его парами, на внешней поверхности которой вокруг капли устанавливается сферическая зона горения. Скорость химической реакции смеси паров жидкого топлива с окислителем достаточно велика, так что толщина зоны горения по отношению к диаметру зоны горения незначительна. Толщина паровой зоны вокруг капли топлива зависит от температуры в зоне горения и от параметров испарения топлива: чем выше температура горения и чем ниже температура кипения топлива и теплота его испарения, тем выше толщина паровой зоны.

В стационарном процессе скорость горения жидкого топлива в случае, если все оно выгорает в зоне вокруг капли, зависит от скорости его испарения. В пространстве между зоной

горения и каплей находятся пары топлива и некоторая часть продиффундировавших туда продуктов сгорания, а вне зоны горения — окислитель и продукты сгорания (рис. 2.16). В зону горения из объема капли диффундируют пары топлива, а с внешней стороны — окислитель (кислород воздуха). В результате реакции с выделением теплоты образуются продукты сгорания, которые в основном отводятся в окружающее каплю пространство. Теплота, необходимая для испарения топлива, передается поверхности капли из зоны горения в основном излучением и в результате частичной диффузии внутрь паровой оболочки продуктов сгорания. При таких предпосылках время горения капли жидкого топлива в диффузионном режиме может быть рассчитано на основании теплового баланса ее испарения



2.16. Схема горения жидкого топлива

$$\tau = \rho[(T_к - T_0)c_т + \lambda_л]r_0/q_л,$$

где ρ, $c_т$ и $\lambda_л$ — соответственно плотность, кг/м^3, средняя теплоемкость, кДж/(кг · К) и теплота испарения жидкого топлива, кДж/кг; T_0 и $T_к$ — температуры, начальная и кипения жидкого топлива, К; r_0 — начальный радус капли, м; $q_л$ — интенсивность излучения пламени на поверхность капли, кДж/(м^2 · с).

Любое жидкое топливо, в том числе дизельное топливо и мазут, полученное из нефти путем ее разделения по температурам кипения отдельных фракций, содержит ряд индивидуальных углеводородов со своей температурой кипения. Поэтому процесс горения капель такого топлива протекает сложнее и в инженерных расчетах время выгорания капли топлива рассчитывают, используя соотношение, вытекающее из линейной зависимости квадрата диаметра капли топлива от времени τ его испарения:

$$\tau = (d_0^2 - d^2)/K,$$

где d_0 и d — начальный и текущий диаметры капли топлива, мм; K — опытный коэффициент, зависящий от температуры среды, концентрации кислорода и режима обтекания капли потоком газа, мм^2/с.

При горении в воздухе с температурой 1070—1170 К и скоростях обтекания капли до 1 м/с для мазута и солярового масла величина $K = 1 \div 1{,}2$ мм^2/с. При очень малых размерах капель и высоких скоростях обтекания возможны режимы, при которых пары топлива выносятся в потоке газов и сгорают там по законам газовых смесей. Для обеспечения необходимой интенсивности испарения жидких топлив и их перемешивания с окислителем при вводе в зону горения они распыляются в потоке воздуха с образованием полидисперсного потока мелких капель размерами от 0 до 0,15—0,2 мм. Этим достигается большая удельная поверхность испарения, а затем и горения. Мелкие капли топлива быстро испаряются и создают газовоздушную смесь, которая, воспламеняясь, образует горящий факел. Область распространения факела можно условно разделить на следующие зоны: распыления топлива, его испарения и образования газовоздушной смеси, воспламенения и горения этой смеси. Как по сечению топливно-воздушной струи, так и по ее длине в процессе горения непрерывно изменяются температура и концентрация топлива и окислителя. При этом возможно образование локальных зон, в которых концентрация топлива будет выше теоретически необходимой. Не допустить образования таких зон — значит обеспечить высокую полноту выгорания жидкого топлива.

Для производства тепловой энергии из нефтяных топлив применяют лишь мазут и печное бытовое топливо. При сжигании мазута для испарения его наиболее тяжелых фракций с температурой кипения 700 К и выше требуется прогрев капель до таких температур, при которых происходит деструкция топлива с образованием как газообразной, так и твердой фазы. Таким образом, при нагреве капель мазута до высокой температуры образуется твердая углеродная фаза — сажа и кокс, которые выгорают так же, как частицы твердого топлива, но имеют значительно меньшую активность по отношению к кислороду воздуха. Раскаленные частицы сажи и кокса в пламени обусловливают светимость факела. Газообразные и твердые продукты разложения мазута, выделяющиеся в зоне, в которой концентрация кислорода уже невелика, образуют зону догорания топлива, существенно увеличивающую общую длину факела.

2.2.4. Горение газообразного топлива в потоке воздуха отличается от горения жидкого и твердого топлива тем, что оба реагирующих компонента (горючее и окислитель) находятся в

одной газообразной фазе, поэтому возможны организация горения этого топлива как при полном (до молекулярного уровня) предварительном перемешивании реагирующих компонентов, так и без такого перемешивания, а также организация горения газовоздушной смеси, содержащей недостаточное для полного сгорания количество воздуха. Горение однородной газовой смеси происходит стационарно в некоторой зоне потока, в которую непрерывно поступает горючая смесь и из которой также непрерывно отводятся продукты сгорания.

В топочный объем газовоздушная смесь, как правило, вводится через сопло относительно малого сечения, в результате чего образуется турбулентная газовая струя, закономерности развития которой достаточно полно рассмотрены в работах Г. Н. Абрамовича, Л. А. Вулиса и др. При входе в топочный объем струя газовоздушной смеси расширяется по направлению движения за счет эжектирования в нее газов с высокой температурой из окружающего струю пространства и одновременно частично разбавляется продуктами сгорания за счет поперечных турбулентных пульсаций (*рис.* 2.17). В соответствии с теорией развития неизотермических струй в результате взаимодействия струи с окружающим ее нагретым пространством происходит ее нагрев в турбулентном пограничном слое. В ядре струи, где газы движутся с постоянной скоростью, равной скорости начального участка струи, температура остается постоянной и равной температуре газовоздушной смеси на выходе из сопла. В результате нагрева смеси в периферической зоне струи она воспламеняется, образуя зону горения, расширяющуюся по мере удаления от устья сопла. В ядре струи смесь не горит.

Воспламенение струи происходит в ее наружных слоях по конической поверхности *Д*. В результате роста температуры сечение струи несколько увеличивается в зоне воспламенения $l_{зв}$. Турбулентный режим движения влияет на структуру поверхно-

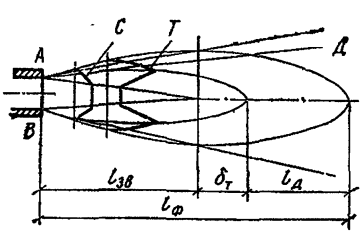


Рис. 2.17. Схема развития турбулентного факела однородной смеси
С — кривая изменения концентрации горючей смеси; *Т* — кривая изменения температуры; $l_{зв}$ — длина зоны воспламенения; $l_ф$ — длина горящего факела; *АВ* — сечение сопла; $\delta_т$ — толщина фронта турбулентного горения; $l_д$ — зона догорания

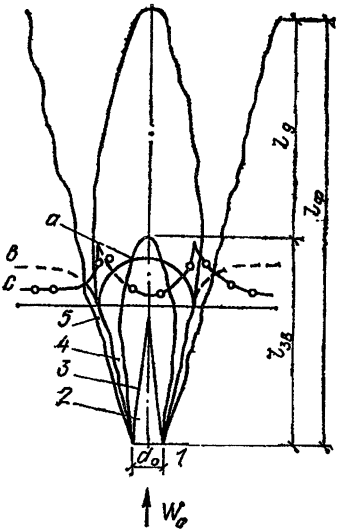


Рис. 2.18. Схема развития турбулентного диффузионного газового факела

a — кривая изменения концентрации газообразного горючего; *b* — кривая изменения концентрации газообразного окислителя; *c* — кривая изменения концентрации продуктов сгорания; *1* — сопло горючего газа; *2* — ядро струи горючего; *3* — зона горения; *4* — зона смешения горючего газа и продуктов сгорания; *5* — зона смешения продуктов сгорания с окислителем

сти горения. Под действием турбулентных пульсаций фронт пламени искривляется и иногда разрывается на отдельные очаги. Видимым фронтом горения является участок факела, включающий зону воспламенения $l_{зв}$ и толщину турбулентного фронта горения $\delta_т$. При больших скоростях струи степень выгорания топлива на этом участке достигает 90 %. Остальные 10 % горючего вступают в химическую реакцию с кислородом воздуха в зоне догорания $l_д$, протяженность которой тем больше, чем меньше скорость химического реагирования и чем больше скорость движения газов. Процесс горения предварительно перемешанной газовоздушной смеси протекает в кинетическом (или близком к нему) режиме.

При вводе в топочный объем предварительно неперемешанных потоков газообразного топлива и окислителя процесс горения протекает в диффузионном режиме, т. е. в режиме с определяющим влиянием массопереноса на процесс. Интенсивность диффузионного сжигания топлива зависит от совершенства смесеобразования. При турбулентном сжигании горючее и окислитель в зону горения вводят через горелочное устройство раздельно, при этом воздух могут вводить также через сопла, расположенные вне горелочного устройства. В простейшем случае при введении прямоточной струи газа в неподвижную среду или спутный поток окислителя (рис. 2.18) через сопло *1* диффузионный процесс горения развивается следующим образом.

При турбулентном распространении газовой струи из окружающей среды в зону горения диффундирует воздух, а из ядра струи *2* — газообразное горючее. Диффузионные потоки горючего и воздуха вступают в химическую реакцию в зоне горения *3*. Кривая изменения концентрации горючего *а* имеет максимальное значение по оси струи, а кривая изменения концентрации кислорода *в* — в окружающей среде. В зоне горения *3* эти концентрации падают до нуля, а температура возрастает до максимального уровня. Образующиеся в зоне горения *3* продукты сгорания диффундируют в окружающую среду, образуя зону смешения продуктов сгорания с окислителем *5*, и к оси струи горючего, образуя зону смешения продуктов сгорания с горючим *4*. Зона горения *3* в диффузионном факеле устанавливается по поверхности, где количество поступающих путем турбулентной диффузии горючего и окислителя находится в стехиометрическом соотношении, необходимом для их полного реагирования. Положение зоны горения определяется исключительно условиями турбулентной диффузии, а скорость горения — скоростью диффузии.

Для интенсификации процесса зажигания диффузионного факела создают условия, способствующие повышению интенсивности тепловыделения и понижению интенсивности теплоотвода у корня факела. Например, организуют приток к корню факела высокотемпературных продуктов сгорания, турбулизируют вводимый воздух или устанавливают тепловые излучатели в виде огнеупорных излучающих вставок.

При организации горения газовоздушной смеси с недостаточным количеством воздуха только часть горючего сгорает, реагируя с кислородом, содержащимся в смеси. Несгоревшая часть горючего вместе с продуктами сгорания взаимодействует с кислородом окружающей среды, образуя вторую зону горения, положение которой подчиняется законам диффузионного горения.

Таким образом, пространство, занимаемое горящим факелом, делится на три области: 1) область между горелкой и первым фронтом пламени, где смесь еще не горит; 2) область между двумя зонами горения, где находится несгоревшее в первой зоне горения горючее; 3) область вне диффузионной зоны горения, где находится смесь продуктов сгорания с окислителем. Как и в случае чисто диффузионного горения, для полного протекания реакции здесь также решающее значение имеет смесеобразова-

ние. Из трех рассмотренных способов сжигания газообразного горючего при раздельной подаче горючего и окислителя наблюдается максимальная химическая неполнота сгорания.

2.2.5. Горение композиционных топлив. Композиционными топливами являются водомазутные эмульсии, мазутоугольные и водомазутоугольные суспензии, водоугольные суспензии, угольные гранулы и брикеты.

Горение водомазутных эмульсий. Водомазутная эмульсия, содержащая до 10—15 % (иногда до 30—50 %) воды, вводится в топочный объем аналогично мазуту — в распыленном подогретом состоянии. При одном и том же расходе мазута (для обеспечения заданной теплопроизводительности) применение водомазутной эмульсии с содержанием некоторого количества воды приводит к увеличению удельного количества образующихся при распыливании топлива капель в единице объема топочного пространства и как следствие — к увеличению удельной поверхности реагирования (т. е. к увеличению суммарной скорости выгорания топлива).

Введение в объем капель мазута мелких капель воды (размером менее 0,007 мм) вследствие большей разности температур испарения воды и мазута приводит при нагреве капли топлива к перегреву воды, находящейся внутри капли, повышению в капельках воды давления, прорыву испаряющейся воды сквозь слой мазута во вне объема капли топлива, увлечению за собой части топлива и искривлению в связи с этим внешней поверхности капли эмульсии. Этот процесс называется явлением микровзрыва. Искривление поверхности капли столь сильно, что существенно увеличивает удельную поверхность реагирования топлива и как следствие увеличивает суммарную скорость его выгорания (рис. 2.19). Присутствие в капле топлива воды, на

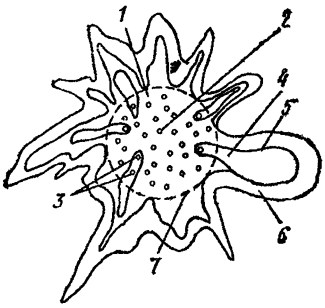


Рис. 2.19. Схема микровзрыва при испарении капли водомазутной эмульсии
1 — капля эмульсии; *2* — включения воды в капле эмульсии; *3* — перегретые капельки воды при прогреве капли эмульсии; *4* — микровзрыв; *5* — изменение поверхности капли; *6* — горение паров мазута вокруг капли; *7* — начальная поверхность капли эмульсии

нагрев и перегрев которой затрачивается определенное количество теплоты, способствует возникновению поля температур внутри капли топлива от центра к ее периферии, что тормозит прогрев внутренних областей капли и способствует сдерживанию процессов пиролиза и коксования мазута (т. е. уменьшению образования твердых углеродных соединений — сажи и кокса, сопровождающих эти процессы).

Вода, испаряющаяся из капли топлива, диффундирует сначала в паровую зону продуктов разложения мазута, располагающуюся вокруг поверхности капли, и далее через зону горения — в окружающую каплю среду. Повышенная концентрация в связи с этим водяных паров в зоне горения способствует более полному догоранию оксида углерода и углеводородных газов, уменьшает температуру на поверхности зоны горения и в факеле в целом, что приводит к уменьшению образования вредных выбросов. Таким образом, введение воды в мазут с образованием водомазутной эмульсии повышает скорость горения этого топлива, уменьшает сажеобразование при горении, уменьшает образование окислов азота и их выброс с продуктами сгорания, улучшает условия эксплуатации оборудования.

Однако введение воды в топливо требует дополнительных затрат на ее испарение в количестве 24,62 кДж энергии на 1 % влажности топлива. При 15 % влажности это составляет 369 кДж на 35 200 кДж/кг теплоты сгорания этого топлива, что соответствует дополнительному увеличению на ~1,05 % расхода этого топлива, что ниже потерь топлива с механической и химической неполнотой сгорания, обычно имеющих место при сжигании мазута, особенно если он обводнен, за счет разогрева его острым паром, что часто имеет место. При использовании водомазутной эмульсии с $W^r \leq 15$ % в паровых котлах КПД котлов увеличивается по сравнению с сжиганием в них мазута.

Горение водоугольных суспензий. Водоугольные суспензии содержат от 28 до 50 % воды и представляют собой смесь очень мелких частиц угля и воды. Для понижения вязкости этих суспензий в них вводят поверхностно-активные вещества, например полифенольный лесохимический реагент ПФЛХ-1, гексаметафосфат натрия (ГМФ Na) и др. Сжигание водоугольных суспензий в топочном объеме производится аналогично мазуту путем распыливания их в потоке воздуха. Размер капель суспензии, образующихся при этом, составляет от 0,05

до 0,2—0,3 мм. В каждой капле суспензии сохраняется первоначальный ее состав. Число частиц угля в капле составляет несколько тысяч размером от 0 до 0,2 мм. Частиц угля в массе суспензии от 0,1 до 0,2 мм не превышает 1—2 %.

Распыленные капли водоугольной суспензии в потоке воздуха, попадая в высокотемпературную окислительную среду, сначала подсыхают с поверхности (стадия поверхностного испарения влаги), затем зона испарения влаги проходит внутрь капель, образуя на поверхности высокопористый прочный конгломерат частиц угля с высоким термическим сопротивлением. Это приводит к тому, что уже в начальный период испарения влаги в массе капли суспензии в зоне испарения происходят процессы на поверхности угольных частиц, снижающие энергию активации их реакции с кислородом. Задолго до завершения испарения влаги температура образовавшегося на поверхности капли агломерата угольных частиц достигает температуры воспламенения, что приводит к воспламенению угольных частиц в агломерате.

Влага суспензии из центральных районов капли, диффундируя к поверхности, переносит частицы угля к ее периферии так, что к концу процесса испарения вместо капель образуется ксеносфера (полая сфера), процесс горения которой завершается образованием аналогичной ксеносферы, но состоящей только из частиц золы угля суспензии. Влага топлива, проходя сквозь зону горения, активно участвует в реакции с углеродом: $C + H_2O \rightarrow CO + H_2$, а образующиеся продукты реакции в присутствии водяного пара полностью догорают вокруг поверхности образовавшегося агломерата капли (рис. 2.20).

Эти важные особенности закономерностей процесса горения водоугольных суспензий приводят: к высокой теплоте выгорания топлива (99—99,5 % при полном отсутствии химической неполноты сгорания); возможности снижения избытка воздуха с 25 % (для угля) до 5—7 % (для суспензии); резкому уменьшению образования летучей золы и устранению необходимости периодической чистки поверхностей нагрева котла от загрязнений; уменьшению образования вредных выбросов (пыли, окислов серы и азота) в связи с отсутствием летучей золы и угольной пыли, снижением температуры горения (окислы азота) и возможности введения в массу суспензии необходимых присадок, которые позволяют связать до 70 % окислов серы.

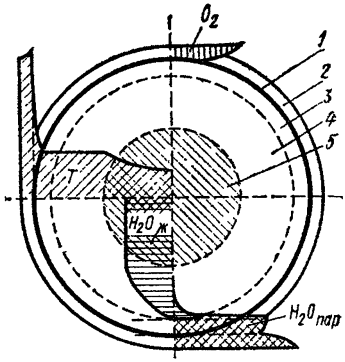


Рис. 2.20. Схема горения капли водоугольной суспензии

1 — зона поверхностного горения угольных частиц; *2* — зона объемного догорания газообразных продуктов реакции углерода с кислородом воздуха и водяным паром; *3* — зона перегрева водяных паров, термического разложения угля и начала интенсивной реакции углерода с водяным паром; *4* — зона испарения влаги топлива; *5* — зона исходного топлива (суспензии); O_2 — поле концентрации кислорода, *T* — поле температур. $H_2O_ж$ — поле распределения влаги, H_2O — поле концентраций перегретого пара по радиусу агломерата капли

Применение водоугольных суспензий в качестве топлива позволяет не только существенно улучшить условия эксплуатации котла или печей, но и заменить железнодорожный и другие виды транспорта твердого топлива трубопроводным транспортом, существенно снизить потери топлива при его транспортировании, хранении и топливоподготовке, а также снизить стоимость выработки тепловой и электрической энергии при использовании твердого топлива за счет ликвидации системы топливоприготовления, включая сушку и размол топлива на тепловых станциях. Водоугольные суспензии из угля с малым содержанием золы позволяют использовать их в топочных устройствах теплогенераторов, предназначенных для работы на мазуте, практически без реконструкции, что нашло распространение уже сейчас в ряде стран в связи с ростом цен на мазут. В то же время применение твердого топлива в виде высококонцентрированных водоугольных суспензий требует некоторого дополнительного расхода топлива, связанного с необходимостью испарения влаги топлива, в количестве 4—6 % при влажности суспензии 30—35 %.

Горение мазутоугольных и водомазутоугольных суспензий. Мазутоугольные и водомазутоугольные сус-

пензии с содержанием угля до 50 % и воды (как стабилизатора суспензии) до 15—20 % применяют в качестве альтернативного топлива в топочных устройствах, предназначенных для работы на жидком топливе. Эти суспензии имеют размер частиц угля существенно меньший, чем в водоугольных суспензиях (до 0,03—0,05 мм). Их процесс горения также происходит с образованием пористых полых сферических агломератов (ксеносфер), однако присутствие мазута в суспензии снижает активность воды в процессе их горения. Капли такой суспензии вначале прогреваются до температуры испарения углеводородных компонентов топлива, затем они испаряются при скоростях меньших, чем в каплях из чистого мазута, что снижает их склонность к сажеобразованию. После испарения и выгорания основной массы мазута начинается гетерогенное реагирование спекшихся в пористый агломерат частиц угля с определенной долей внутреннего реагирования. Закономерности горения такого агломерата аналогичны горению частицы натурального угля.

Горение угольных гранул и брикетов. Отличительной особенностью горения угольных гранул так же, как и горения угольных суспензий, является образование в процессе горения высокопористого прочного агломерата, сначала угольного, а в конце горения — зольного. Структура зольного агломерата обеспечивает равномерный выход из его объема летучих и других газообразных соединений без образования трещин в грануле и нарушения ее прочности, а на стадии догорания — активную диффузию кислорода и других газообразных реагентов внутрь объема гранулы, что способствует достаточно интенсивному внутреннему реагированию углерода гранулы с окислителем и высокой полноте выгорания топлива. Сохранность формы топлива в процессе его горения обеспечивает минимальные его потери с провалом под решетку и с уносом потоком продуктов сгорания, а достаточно медленный прогрев гранул из-за их пористости приводит к равномерному выходу летучих, которые сгорают вблизи поверхности гранул без образования факела над слоем топлива, что существенно снижает химическую неполноту горения.

Угольные брикеты в отличие от угольных гранул являются топливом с достаточно плотной массой, поскольку они получаются под давлением свыше 100 МПа. Их горение протекает аналогично горению плотных кусков натурального угля. Высокая

плотность массы брикетов, их строго постоянный размер обеспечивают их равномерное поверхностное горение с относительно невысокой скоростью при равномерном их обтекании потоком воздуха, что не имеет места при сжигании в слое угля. Невысокая скорость горения особенно важна в котлах длительного горения (в отопительных котлах и бытовых нагревательных приборах на твердом топливе), где обычно брикеты и применяются.

2.2.6. Способы сжигания органического топлива. Известные способы сжигания органического топлива в потоке воздуха можно проклассифицировать, взяв за определяющий параметр скорость движения воздуха $w_в$ относительно скорости движения частиц топлива $v_т$. По этому параметру выделяют технологию сжигания топлива: а) в плотном фильтрующем слое ($w_в \gg v_т$); б) в кипящем и фонтанирующем слое ($w_в > v_т$); в) в потоке воздуха ($w_в \approx v_т$); г) циклонное сжигание топлива ($w_в \leq v_т$) (рис. 2.21). Часто сжигание топлива в кипящем и фонтанирующем слое объединяют одним термином — сжигание в псевдоожиженном слое. *Сжигание топлива в плотном фильтрующем слое.* Слоевой процесс сжигания применяется только для кускового твердого топлива, которое размещается плотным слоем на воздухораспределительной (колосниковой) решетке. Слой топлива продувается воздухом со скоростью, при которой устойчивость слоя не нарушается (см. рис. 2.21, *а*). Это обеспечивается при соблюдении неравенства

$$P_г > C_к F(w^2/2)\rho_г g,$$

где $P_г$ — гравитационная составляющая сил, действующих на частицу, Н; $C_к$ — коэффициент гидродинамического сопротивления части-

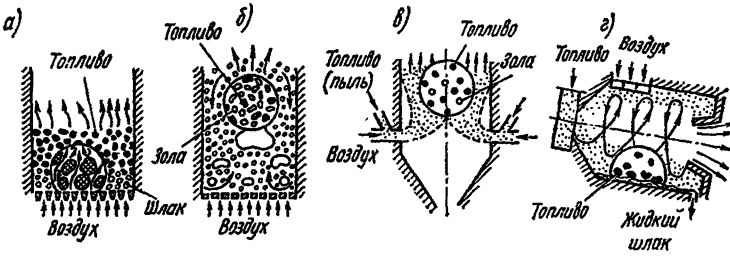


Рис. 2.21. Схемы организации сжигания топлив
а — в плотном фильтрующем слое; *б* — в кипящем слое; *в* — в потоке воздуха; *г* — в завихренном потоке циклонной камеры

цы, $C_к = f(\mathrm{Re})$ (Re — число Рейнольдса для частицы); F — сечение частицы, м^2; w и $\rho_г$ — скорость и плотность газового потока, м/с и кг/м^3; g — гравитационное ускорение, м^2/с.

Для обеспечения устойчивости слоя и уменьшения потерь топлива в результате уноса мелких его частиц продуктами сгорания при слоевом сжигании рекомендуется применение сортированного кускового топлива. В то же время чем крупнее топливо, тем меньше его удельная поверхность и тем меньше массовая скорость его сгорания. Поэтому при этом способе сжигания используется топливо классов 6—13; 13—25 или 25—50 мм (классы: семечко, мелкий орех). При попадании в горящий слой кусок угля интенсивно прогревается (с большей скоростью, чем при горении в потоке), из него выделяется влага и развивается поверхность внутренних пор угля; выход влаги и летучих веществ изменяет структуру угольного вещества. Эти процессы протекают в узкой зоне у поверхности слоя, не превышающей размера среднего куска угля.

Процесс горения топлива в слое можно разделить в общем случае по его высоте H (рис. 2.22) на две зоны: кислородную и восстановительную. В *кислородной* зоне основной реакцией является $C + O_2$ с образованием CO_2 и CO; в конце нее температура слоя достигает своего максимума. Размер кислородной зоны зависит от начального состава топлива (его зольности и влажности), крупности его кусков, температуры и не зависит от скорости воздуха. Для сухого малозольного топлива размер кислородной зоны составляет от 2 до 10 диаметров куска топлива. За кислородной следует *восстановительная зона.* В этой зоне после завершения окислительных реакций активно протекают реакции восстановления H_2O и CO_2 при взаимодействии их с углеродом топлива. Эти реакции эндотермические, поэтому в восстановительной зоне температура снижается и образуются продукты вторичных реакций, в частности H_2 и CO. При слоевом сжигании высоту слоя стараются поддерживать на уровне, близком к высоте кислородной зоны. В случае если высота слоя больше, то для дожигания газообразных продуктов неполного горения CO, H_2 и др., а также несгоревших в слое выделившихся из угля горючих летучих веществ над слоем вводят дополнительный поток воздуха.

В связи с гидродинамической неравномерностью слоя обтекание частиц топлива в слое происходит также неравномерно,

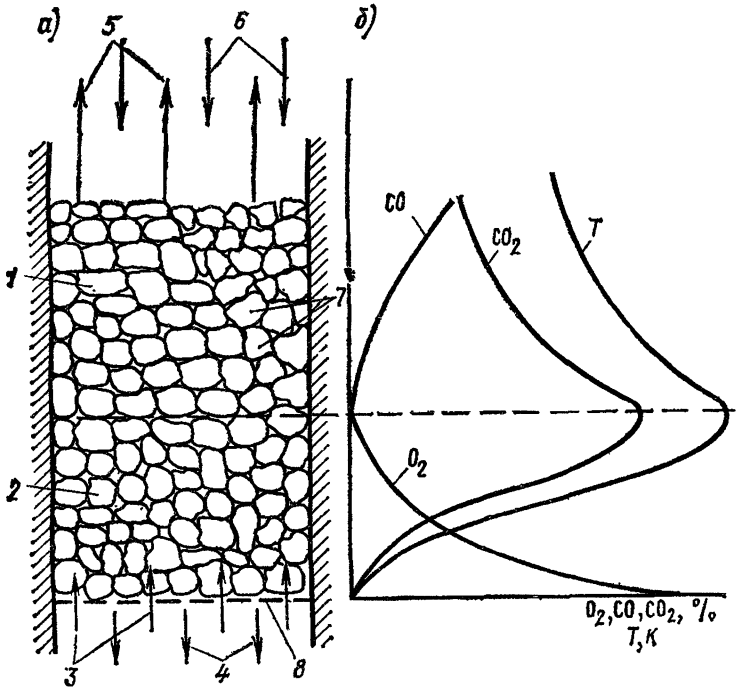


Рис. 2.22. Схема слоевого процесса сжигания твердого топлива
а — схема горения топлива в плотном слое; *б* — изменение состава газов (CO_2, O_2, CO) и температуры *T* по высоте слоя *H*; *1* — восстановительная зона горения; *2* — окислительная (кислородная) зона горения; *3* — ввод воздуха в слой топлива; *4* — вывод золы из слоя; *5* — вывод продуктов сгорания из слоя; *6* — ввод твердого топлива в слой; *7* — частицы твердого топлива в слое; *8* — воздухораспределительная (колосниковая) решетка

что требует повышенного избытка воздуха (до 70 %) для обеспечения высокой степени выгорания топлива. Горение твердого топлива в плотном слое протекает при малых тепловых потерях в окружающую среду, высоких температурах в диффузионной области, в которой скорость горения определяется скоростью подвода окислителя в зону реакции. В кислородной зоне температура близка к теоретической температуре горения; минеральные составляющие угля плавятся, образуя шлаковую подушку.

При горении топлива в твердом слое на решетке размещается большая масса топлива (до 700—1000 кг на 1 м^2), что обеспечивает надлежащую устойчивость слоевого процесса при

большей тепловой его инерции. Регулирование скорости горения производится путем изменения расхода воздуха. В топочных устройствах с горением твердого топлива в плотном слое тепловое напряжение на 1 м^2 площади зеркала горения слоя составляет 4—6,5 ГДж/(м^2 · ч), или 1,1—1,8МВт/м^2.

Сжигание топлива в кипящем (псевдосжиженном) слое (см. рис. 2.21, *б*). При увеличении скорости воздуха динамический напор может достигнуть, а затем и превысить гравитационную силу частиц. Устойчивость слоя нарушится и начнется беспорядочное движение частиц, которые будут подниматься над решеткой, а затем совершать возвратно-поступательное движение вверх и вниз. Скорость потока, при которой нарушается устойчивость слоя, называется *критической*. Увеличение скорости воздуха в кипящем слое возможно до достижения так называемой *скорости витания* частиц, при которой твердые частицы выносятся потоком газов из слоя. Пределы скорости потока, обеспечивающие сохранение кипящего слоя, устанавливаются неравенством:

$$C_к F(w^2/2)\rho g \geq P_г > C_к F(w_к^2/2)\rho_п g,$$

где $w_к$ и ρ — скорость и плотность газов над кипящим слоем соответственно в м/с и кг/м^3.

Значительная часть воздуха проходит через кипящий слой в виде «пузырей» (газовых объемов, не содержащих твердых частиц), сильно перемешивающих мелкозернистый материал слоя, в результате чего тепловые условия в объеме слоя выравниваются и процесс горения по его высоте протекает практически при постоянной температуре в диффузионной области горения. По сравнению с плотным слоем при кипении его объем увеличивается в 1,5—2 раза. Для обеспечения равномерного распределения воздуха по сечению слоя воздух вводится в него через воздухораспределительную решетку снизу с живым сечением для ввода воздуха, равным 2—5 % сечения слоя. Скорость воздуха в расчете на сечение слоя составляет от 0,5 до 4 м/с (чаще от 0,5 до 2,5 м/с), а размер частиц топлива — от 3 до 10 мм. Высота кипящего слоя, как правило, не превышает 0,3—0,5 м.

Важной особенностью способа сжигания топлива в кипящем слое является постоянство температуры по объему слоя при малых тепловых потерях в окружающую среду. Это в сочетании с

диффузионным режимом горения позволяет организовать сжигание топлива при температуре 920—1220 К с высокой полнотой его выгорания при наличии только кислородной зоны горения (рис. 2.23). Для обеспечения таких температур в кипящий слой вводят негорючий заполнитель: мелкий кварцевый песок, шамотную крошку, золу и др. Концентрация топлива в кипящем слое не превышает 5 % (чаще 1—2 %), что позволяет сжигать этим методом любое топливо (твердое, жидкое, газообразное), включая горючие отходы с очень низкой теплотой сгорания. Повысить концентрацию топлива в кипящем слое (до 3—5 %) и тем самым увеличить тепловое напряжение его объема (т. е. количество теплоты, выделенное в единице объема слоя) до 3,5 МВт/м^3 (12,6 кДж/(м^3 · ч) можно путем введения в слой погруженных тепловоспринимающих поверхностей нагрева.

Введение теплообменных поверхностей в кипящий слой приводит к интенсификации теплообмена за счет разрушения погра-

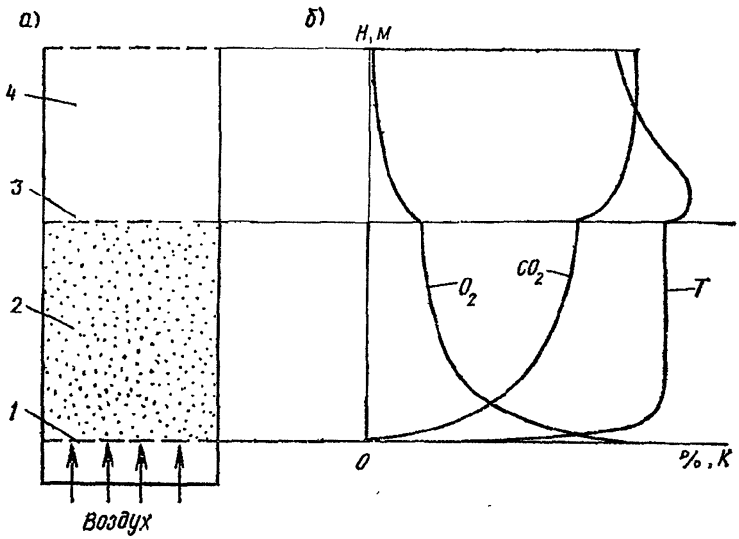


Рис. 2.23. Изменения температуры и состава газа при сжигании топлива в кипящем слое

T — температура, CO_2 а O_2 — концентрации диоксида углерода и кислорода в потоке газа, *H* — высота слоя; *а* — схема горения топлива в кипящем слое; *б* — изменение состава газов (CO_2 и O_2) по высоте слоя H; *1* — воздухораспределительная решетка; *2* — кипящий слой; *3* — верхний уровень кипящего слоя; *4* — надслоевое пространство

ничного слоя твердыми частицами, ударяющимися о поверхность теплообменника. Коэффициент теплоотдачи от слоя к этой поверхности возрастает до 200, а для очень мелких частиц в кипящем слое — до 800 Вт/(м² · К), что позволяет уменьшить объем тепловоспринимающих поверхностей нагрева котла. Негорючий наполнитель в кипящем слое может быть активным по отношению к вредным газам, образующимся при горении. Введение в качестве такого наполнителя известняка, извести или доломита [$CaMg(CO_3)_2$] дает возможность перевести в твердое состояние до 95 % SO_2, образующейся при сгорании серы топлива

$$CaCO_3 \rightleftarrows CaO + CO_2;$$

$$CaO + SO_2 \rightleftarrows CaSO_3;$$

$$2CaSO_3 \rightleftarrows + O_2 \rightleftarrows 2CaSO_4.$$

Фонтанирующий слой организуется, как правило, в вертикальной конической камере сгорания с расширяющимся сечением кверху по ходу струи с углом раскрытия, большим угла раскрытия струи, расширяющейся в ограниченном пространстве. Топливо вводится в нижнюю часть камеры и выносится вверх за счет энергии струи. В верхней части камеры за счет снижения скорости струи ниже скорости витания частиц топлива частицы выпадают из основного потока и по периферии объема камеры опускаются до основания струи, где вновь подхватываются и поднимаются вверх. Во время движения топлива в условиях очень интенсивного массообмена происходит его реагирование с газообразным окислителем. Метод применяется, как правило, в камерах сгорания технологического назначения небольшой мощности.

Сжигание топлива в потоке воздуха (факельный прямоточный процесс). При скорости газового потока, превышающей скорость витания частиц, они выносятся из слоя, оказываются взвешенными в газовоздушном потоке и начинают перемещаться вместе с ним, сгорая во время движения в пределах топочного объема (см. рис. 2.21, *в*). Поскольку время движения топлива ограничено размерами поточного объема, для обеспечения необходимой степени выгорания его подвергают тщательной подготовке (твердое топливо измельчают до пылевидного состояния, жидкое топливо распыливают в капли микронных размеров, газообразное топливо либо предварительно

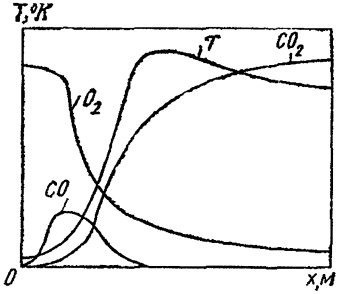


Рис. 2.24. Изменение температуры и состава газа по длине факела x при факельном сжигании топлива в потоке

T — температура газа; CO_2, CO, O_2 — концентрации соответственно диоксида углерода, оксида углерода и кислорода

перемешивают с окислителем, либо организуют перемешивание сразу при вводе в топочный объем).

В связи с тем что скорость частиц (капель или газовых объемов — молей) топлива в факеле практически равна средней скорости потока, этот способ сжигания отличается достаточно слабой интенсивностью (см. кривые O_2, CO_2 на рис. 2.24), растянутой зоной горения и резкой неизотермичностью по длине факела (кривая T).

Малая концентрация топлива в топочном объеме в сочетании с большой протяженностью зоны горения является причиной относительно низких теплонапряжений на единицу объема, не превышающих 0,12—0,46 МВт/м^3.

При сжигании топлива, движущегося в потоке воздуха, необходимо обеспечить высокую температуру среды в зоне воспламенения (870—2100 К в зависимости от вида топлива). Это достигается внутренней (или внешней) рециркуляцией горячих продуктов сгорания к корню факела, а также разделением вводимого воздуха на первичный (для воспламенения) и вторичный (для обеспечения полного сгорания топлива). Необходимой интенсивности перемешивания топлива с окислителем в процессе горения при сжигании топлива в потоке достигают установкой специальных горелочных устройств и увеличением избытка воздуха (до 25 % по отношению к теоретически необходимому при сжигании твердого топлива). Тем не менее тепловые потери с механической неполнотой сгорания при этом способе сжигания составляют от 0,5 до 6 % (антрацит), а с химической неполнотой сгорания — до 1,5 %.

При факельном сжигании топлива в центре факела (его ядре) образуются высокие температуры (до 1800—2300 К), что в сочетании со слабым перемешиванием потоков приводит к

опасности шлакования стенок топочного объема (при сжигании твердого топлива) и образования вредных выбросов (продуктов химической неполноты сгорания: окислов серы и азота и др.). Способ очень чувствителен к входным условиям: степени измельчения массы топлива, избытку воздуха, степени подогрева воздуха и т. д. В то же время этот способ сжигания позволяет создать топочные устройства с единичной мощностью (тепловой) от 2,8 до 3000 МВт при полной автоматизации процесса сжигания. Именно поэтому этот метод нашел широкое применение в топочной технике во всех отраслях промышленности.

Циклонный способ сжигания топлива. Наибольшей скорости сгорания можно достичь уменьшением размера частиц с одновременной интенсификацией массопереноса в зону их горения путем увеличения скорости их омывания потоком окислителя. Этот принцип для сжигания твердого и жидкого топлива осуществлен в циклонном и вихревом способах сжигания топлива. В отличие от сжигания в прямоструйном потоке при этом методе сжигания частица или капля топлива циркулирует по организованному контуру потока столько раз, сколько необходимо для ее полного сгорания.

Циркуляции газового потока (окислителя) в циклонной или вихревой топке можно достичь таким образом, чтобы при вводе газового потока в топочном объеме образовался коаксиальный вихрь, вовлекающий топливо в циркуляционное движение (например, тангенциальный ввод воздуха по образующей цилиндрической поверхности камеры в случае циклонного способа сжигания).

При циклонном и вихревом способах сжигания применяются частицы твердого топлива размером 2—5 мм и выше; процесс может идти с жидким шлакоудалением со степенью улавливания 80—90 % золы топлива в циклонной камере. Циркуляция топлива в топочном объеме позволяет повысить их концентрацию в зоне горения и увеличить теплонапряжение объема до 0,65—1,3 МВт/м^3 при избытке воздуха 5—10 % по отношению к теоретически необходимому. Циклонный способ сжигания пригоден для мощностей не выше 40—60 МВт (тепловых) и в настоящее время применяется только в технологических установках, а вихревой способ, требующий меньших энергетических затрат на создание циркуляционной зоны горения и позволяющий организовать процесс горения в устройствах большей единичной мощности, находит применение в энергетике, в том числе в системах теплоснабжения.

2.3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРА НА ОРГАНИЧЕСКОМ ТОПЛИВЕ

Основные обозначения, принятые в тепловых расчетах:

d, D	—	диаметр, м
l, L	—	длина, м
δ	—	толщина, м
H	—	высота, м
F	—	поверхность, площадь поверхности теплообмена, м^2
f	—	площадь поперечного сечения, м^2
τ	—	время, с
t, ϑ	—	температура, °С
T	—	температура, К
Δt	—	температурный напор, разность температур, °С
$\Delta t_{\text{лог}}$	—	средний логарифмический температурный напор, °С
p	—	давление, Па
Δp	—	перепад давлений, Па
V	—	объем, м^3, или объемный расход жидкости, газа, м^3/с
m	—	масса вещества, кг
w	—	скорость газов, м/с
g	—	ускорение свободного падения, м/с^2
ρ	—	плотность, кг/м^3
ρ', ρ''	—	плотности соответственно жидкости и пара, кг/м^3
c_v, c_p	—	удельные теплоемкости соответственно при постоянном объеме и давлении, Дж/(кг · °С)
h	—	энтальпия, Дж/кг
r	—	теплота фазового перехода, Дж/кг
μ	—	динамический коэффициент вязкости, Па · с
ν	—	кинематический коэффициент вязкости, м^2/с
ξ	—	коэффициент сопротивления трения
Q	—	тепловой поток, Вт
q	—	плотность теплового потока, тепловая нагрузка, удельный тепловой поток, Вт/м^2
λ	—	коэффициент теплопроводности, Вт/(м · °С)

α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2 · °С)

k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2 · °С)

c — коэффициент излучения, Вт/(м^2 · К^4)

ε — степень черноты

Числа подобия

$\mathrm{Re} = wl/\nu$ — число Рейнольдса

$\mathrm{Pr} = \mu C_p/\lambda$ — число Прандтля

$\mathrm{Nu} = \alpha l/\lambda$ — число Нуссельта

$\mathrm{Bo} = \dfrac{\varphi B_p V C_p}{\sigma_0 \psi_{ср} F_{ст} T_a^3}$ — число Больцмана

σ_0 — постоянная Стефана — Больцмана, Вт/(м^2 · К^4)

T_a — теоретическая (адиабатическая) температура горения, К

$B, B_р, B_{тс}$ — расходы топлива: действительный и расчетный на один котел и на тепловую станцию, кг/с; м^3/с

$\bar{G}_в$, $\bar{G}_г$, $\bar{G}_п$ — расходы воздуха, продуктов сгорания и пара, используемого для распыливания мазута, кг/с

$D, D_{пв}, D_{пр}$ — расходы производимого в котле пара, питательной воды, подаваемой в котел, и продувочной воды, выводимой из барабана котла, кг/с

$\overline{\Delta G_в}$, , $\overline{\Delta G_{в1}}$, $\overline{\Delta G_{в2}}$, $\overline{\Delta G_{в3}}$ — расходы присосов воздуха: общий, в топку котла, в конвективные газоходы котла, в газовый тракт воздухоподогревателя, кг/с

$\Sigma\bar{G}_{зл}$, $\Sigma\bar{G}_{зл1}$, $\Sigma\bar{G}_{зл2}$, $\Sigma\bar{G}_{зл3}$, $\Sigma\bar{G}_{зл4}$ — расходы твердых минеральных остатков топлива, выпадающих по газовому тракту котла: общие, в топке котла, в конвективной части котла, в золоуловителе, уносимые с продуктами сгорания, кг/с

$V_в, V_г, V_{сг}, V_{H_2O}$ — соответственно объемы воздуха, продуктов сгорания, сухих газов и водяного пара на единицу массы или объема топлива, м^3/кг (м^3/м^3)

V^{o}, $V^{o}_{O_2}$, $V^{o}_{г}$	—	теоретические объемы воздуха, кислорода и продуктов сгорания, необходимые или образующиеся при сгорании 1 кг или 1 м^3 топлива, м^3/кг (м^3/м^3)
$V^{o}_{H_2O}$, $V^{H^r}_{H_2O}$, $V^{w^r}_{H_2O}$, $V^{в}_{H_2O}$	—	теоретические объемы водяного пара на 1 кг или 1 м^3 топлива: общий и образующиеся при сгорании водорода топлива H^r, из влаги, содержащейся в топливе; из влаги, содержащейся в воздухе, м^3/кг (м^3/м^3)
V_{CO_2}, V_{CO}, V_{SO_2}, V_{H_2}, V_{CH_4}	—	объемы CO_2, CO, SO_2, H_2, CH_4 в продуктах сгорания, отнесенные к 1 кг или 1 м^3 топлива, м^3/кг (м^3/м^3)
$\alpha_{общ}$, $\alpha_{т}$, $\alpha_{ух}$, $\alpha_{тан}$	—	коэффициенты избытка воздуха: общий, в топочном объеме котла, в уходящих газах и в топочном объеме котла, определенный по составу продуктов сгорания
$a_{ун}$, $a_{шл}$	—	доли золы топлива: уносимая с продуктами сгорания и выводимая из топочного объема со шлаком
CO_2, CO, H_2, CH_4, SO_2	—	объемные концентрации CO_2, CO, H_2, CH_4, SO_2 в продуктах сгорания, %
$Q_{тс}$	—	тепловая мощность тепловой станции, МВт, ГДж/ч
$Q^r_{р}$, Q^r_i, $Q_{фт}$, $Q_{пар}$	—	теплота соответственно: введенная в котел с топливом и воздухом (располагаемая теплота), низшая теплота сгорания топлива, физическая теплота топлива, теплота, введенная в топку котла с паром, распыливающим мазут, отнесенные к 1 кг или 1 м^3 топлива, кДж/кг (кДж/м^3)
Q_1, Q_2, Q_3, Q_4	—	соответственно: теплота, полезно используемая в котле, и потери теплоты: с уходящими газами, с химической и механической неполнотой сгорания, отнесенные к 1 кг или 1 м^3 топлива, кДж/кг (кДж/м^3)
Q_5, Q_6, $Q_{акк}$	—	соответственно потери теплоты в окружающую среду и со шлаком, теплота, расходуемая или высвобождаемая при переводе котла из одного теплового состояния в другое, кДж/кг (кДж/м^3)
$Э_q$, $Э_{пол}$, $Э_{зат}$, $Э_{пот}$	—	эксергия теплоты: общая, полезно усвоенная, затраченная, эксергия потерь, КДж/кг; МДж/кг

$h_в$, $h^0_в$, $h_г$, $h^0_г$ — энтальпии действительных и теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания, отнесенные к 1 кг или 1 м^3 топлива, кДж/кг (кДж/м^3)

$h'_в$, h'_{CO_2}, h'_{N_2}, h'_{H_2O} — энтальпии: воздуха, CO_2, N_2, H_2O, отнесенные к 1 м^3 их объема

$h_{зл}$, $h'_{зл}$ — энтальпии золы, отнесенные к 1 кг или 1 м^3 топлива и к 1 кг золы, кДж/кг (кДж/м^3)

$h_{ух}$ — энтальпия уходящих газов, отнесенная к 1 кг или 1 м^3 топлива, кДж/кг (кДж/м^3)

$h^0_{гв}$, $h^0_{хв}$ — энтальпии теоретически необходимого подогретого и холодного воздуха, отнесенные к 1 кг или 1 м^3 топлива, кДж/кг (кДж/м^3)

$h'_{гв}$, h', h'', $h_{пе}$ — энтальпии 1 кг питательной воды, воды при температуре насыщения, сухого насыщенного пара, перегретого водяного пара, кДж/кг

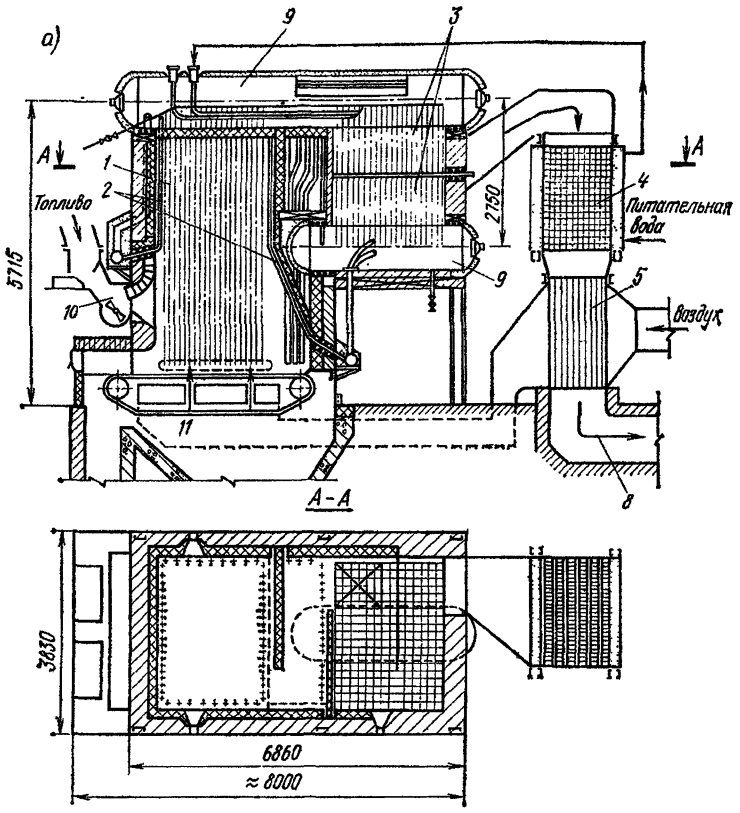
$\eta^{нетто}_{кл}$, $\eta^{бр}_{кл}$, $\eta^{нетто}_{тс}$, $\eta^{бр}_{тс}$ — коэффициенты полезного действия «нетто» и «брутто» котла и тепловой станции, %.

2.3.1. Общие положения. Алгоритм расчета. Тепловой расчет теплогенератора на органическом топливе (котла) производят с целью определения экономических или конструктивных его параметров. Различают конструктивный и поверочный тепловые расчеты. *Конструктивный тепловой расчет* — это расчет, производимый для определения размеров топочного объема, радиационных и конвективных поверхностей нагрева и других конструктивных характеристик, обеспечивающих номинальную производительность котла при заданных рабочих параметрах. Целью расчета является разработка проекта нового котла при заданных характеристиках топлива, производительности и параметрах получаемого теплоносителя (пара или горячей воды). *Поверочный тепловой расчет* — это расчет, при котором по заданной конструкции котла и геометрическим характеристикам поверхностей нагрева котла для конкретного вида топлива определяются реальная производительность котла и экономичность его работы, для чего определяют: тепловые потери; коэффициент полезного действия котла; расход топлива, скорости теплоносителей, воздуха и продуктов сгорания, температуры теплоносителей и продуктов сгорания, коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи элементов поверхностей нагрева

котла. Поверочный расчет выполняется для оценки показателей экономичности, выбора вспомогательного оборудования, получения исходных данных для последующих расчетов, например: аэродинамического расчета котла и теплогенерирующей (котельной) установки, расчета ее тепловой схемы, гидравлических и прочностных расчетов.

Поверочный расчет также проводят при переводе котла на сжигание другого топлива, при изменении производительности, параметров получаемого теплоносителя, проведении реконструкции поверхностей нагрева. Результаты поверочного расчета позволяют оценить кроме экономичности степень надежности работы топки по условиям шлакования, опасность появления низкотемпературной коррозии, недостаток или избыток площади поверхности пароперегревателя (если он имеется). Спецификой поверочного расчета котла является неизвестность промежуточных температур газов и рабочего тела — теплоносителя, включая температуры уходящих газов и горячего воздуха; поэтому расчет выполняют методом последовательных приближений, задаваясь вначале некоторым значением температуры уходящих из котла газов, а затем сравнивая его с результатами расчета. Допустимые отклонения в значениях этой температуры не должны превышать ± 10 К. Расчетная схема котла (рис. 2.25) состоит из следующих элементов: топочный объем *1* с радиационными поверхностями нагрева *2*, конвективные испарительные поверхности нагрева *3*, экономайзерные поверхности для подогрева воды *4*, воздухоподогреватель *5*, пароперегреватель *7*, фестонные поверхности нагрева на выходе из топочной камеры *6*.

Тепловой расчет производят путем составления материальных и тепловых балансов котла в целом и отдельно его элементов: топочного объема, включая его радиационные поверхности нагрева; конвективных поверхностей нагрева; хвостовых поверхностей нагрева (экономайзера и воздухоподогревателя) и др. Последовательность поверочного теплового расчета котла (рис. 2.26) представляет собой систему расчетов вначале материального и теплового балансов для котла в целом, а затем элементов групп тепловоспринимающих поверхностей нагрева по ходу движения газов, начиная от ввода воздуха в топочный объем и кончая выводом продуктов сгорания из воздухоподогревателя.



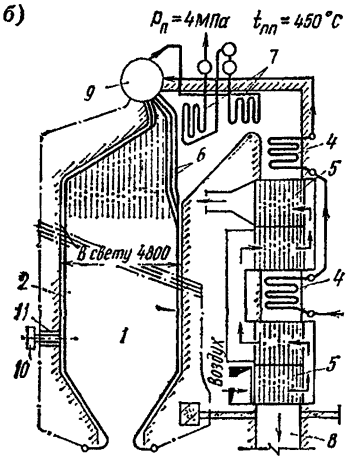


Рис. 2.25. Схемы парового котла со слоевой топкой (*а*) и с камерной топкой (*б*)

1 — топочный объем; *2* — радиационные поверхности нагрева; *3* — конвективные испарительные поверхности нагрева; *4* — водяной экономайзер; *5* — воздухоподогреватель; *6* — фестонные поверхности нагрева; *7* — пароперегреватель; *8* — вывод газов; *9* — барабан котла; *10* — ввод топлива; *11* — ввод воздуха в топочный объем

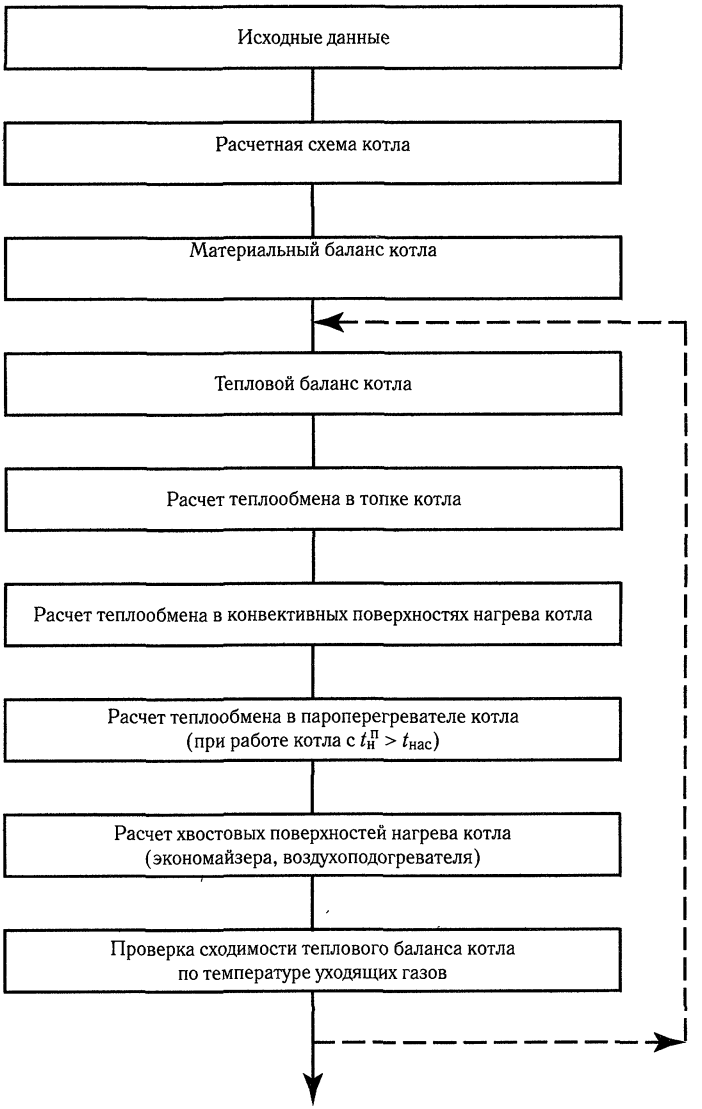


Рис. 2.26. Алгоритм теплового расчета котла

2.3.2. Материальный баланс котла. Материальный баланс котла в целом составляют для его газовоздушного и пароводяного трактов (для случая парового котла) (рис. 2.27). Материальный баланс процессов преобразования химической энергии топлива в тепловую продуктов сгорания описывается уравнением

$$B + \bar{G}_{в} + \Sigma\Delta\bar{G}_{в} = \bar{G}_{г} + \Delta\bar{G}_{зл}. \qquad (2.16)$$

В левой части уравнения представлены расходы топлива B и окислителя — воздуха $\bar{G}_{в}$, организованно поступающего в топочный объем котла, а также расход воздуха $\Sigma\Delta\bar{G}_{в}$, подсасываемый (при работе котла под разряжением) по газовому тракту.

$$\Sigma\Delta\bar{G}_{в} = \Delta\bar{G}_{в1} + \Delta\bar{G}_{в2} + \Delta\bar{G}_{в3},$$

где $\Delta\bar{G}_{в1}$, $\Delta\bar{G}_{в2}$, $\Delta\bar{G}_{в3}$ — присосы воздуха соответственно в топку котла, в конвективные поверхности нагрева, в воздухоподогреватель, кг/с.

В правой части уравнения представлены расходы газообразных продуктов сгорания, покидающих котел $\bar{G}_{г}$, и твердых минеральных остатков (при сжигании твердого топлива), выпадающих по газовому тракту ($\bar{G}_{зл1}$, $\bar{G}_{зл2}$), улавливаемых в золоуловителе ($\bar{G}_{зл3}$) и уносимых с продуктами сгорания ($\bar{G}_{зл4}$), кг/с, так что

$$\Sigma\bar{G}_{зл} = \bar{G}_{зл1} + \bar{G}_{зл2} + \bar{G}_{зл3} + \bar{G}_{зл4}.$$

При работе котла под наддувом (при повышенном давлении по газовому тракту) присосы воздуха отсутствуют. Материальный баланс для пароводяного тракта парового котла описывается уравнением

$$G_{п\,в} = D + G_{пр\,в},$$

где $G_{п\,в}$ — расход питательной воды, подаваемой в котел; D — расход производимого пара; $G_{пр\,в}$ — расход продувочной воды из барабана котла для удаления накапливаемых там солей.

Расчет материального баланса для газовоздушного тракта котла проводят на 1 кг сжигаемого топлива и в объемных расходах газа; уравнение (2.16) в этом случае преобразуется:

$$1 + \bar{G}_{в}/B + \Delta\bar{G}_{в}/B = \bar{G}_{г}/B + \Sigma\bar{G}_{зл}/B.$$

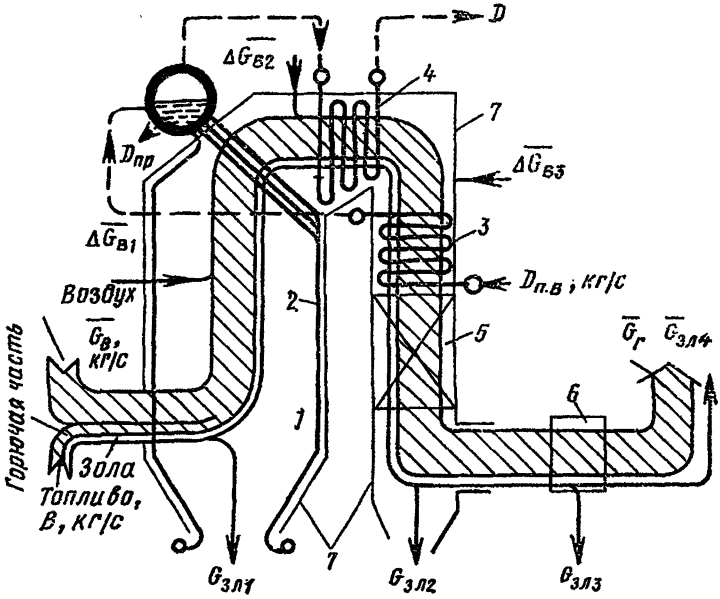


Рис. 2.27. Схема для расчета материального баланса котла

1 — топочный объем; *2* — радиационные поверхности нагрева; *3* — поверхности нагрева водяного экономайзера; *4* — поверхности нагрева пароперегревателя; *5* — поверхности нагрева воздухоподогревателя; *6* — золоуловитель; *7* — контур котла

При расчете объема воздуха, необходимого для сгорания 1 кг топлива, нужно знать расход кислорода для обеспечения химических реакций горения, состав которого задается в процентах от 1 кг рабочего состояния жидкого или твердого топлива:

$$C^r + H^r + S^r_{O+S} + O^r + N^r + W^r_t + A^r = 100\% \qquad (2.17)$$

или его составляющих в процентах от 1 м^3 в случае газообразного топлива. При полном окислении горючих компонентов топлива будут наблюдаться следующие химические реакции:

$$C + O_2 = CO_2; \qquad S + O_2 = SO_2;$$

$$12{,}01 \text{ кг} + 32 \text{ кг} = 44{,}01 \text{ кг} \qquad 32{,}06 \text{ кг} + 32 \text{ кг} = 64{,}06 \text{ кг}$$

$$2H_2 + O_2 = 2H_2O \qquad (2.18)$$

$$4{,}032 \text{ кг} + 32 \text{ кг} = 36{,}032 \text{ кг}.$$

Таблица 2.1. **Объемы кислорода и продуктов сгорания при стехиометрическом горении горючих компонентов топлива**

Компоненты топлива	Объем кислорода, необходимого для горения компонентов топлива, $м^3/кг$	Объем образующихся продуктов сгорания, $м^3/кг$
1 кг C	1,866	1,866 CO_2
1 кг H	5,560	11,12 H_2O
1 кг S	0,700; 0,96*	0,7 SO_2
1 $м^3$ CO	0,500	1,0 CO_2
1 $м^3$ H_2S	0,500	1,0 H_2O
1 $м^3$ H_2	0,500	1,0 SO_2 + 1,0 H_2O
1 $м^3$ CH_4	2,00	1,0 CO_2 + 2,0 H_2O
1 м3 C_mH_n	$m + n/4$	m CO_2 + $(n/2)$ H_2O

* При горении колчеданной серы с учетом затрат кислорода на окисление железа.

Объем кислорода, необходимого для обеспечения выгорания горючих компонентов топлива, и объемы образующихся при этом продуктов сгорания приведены в табл. 2.1. Плотности газов, $кг/м^3$, при нормальных условиях составляют для: O_2 — 1,4289; H_2O — 0,804; CO_2 — 1,9768; SO_2 — 2,9268; N_2 — 1,2507; CH_4 — 0,7167; H_2 — 0,0898; H_2S — 1,5392. Теоретический объем кислорода $V^0_{O_2}$, необходимого для полного сгорания горючих компонентов, заключенных в 1 кг топлива (согласно табл. 2.1), можно определить следующим образом:

$$V^0_{O_2} = V^{C^r}_{O_2} + V^{H^r}_{O_2} + V^{S^r}_{O_2} - V^{O^r}_{O_2} =$$

$$= 1{,}866C^r/100 + 5{,}5H^r/100 + 1{,}866S^r/100 - O^r/(100\rho_{o_{O_2}}),\ м^3/кг,$$

а для сгорания 1 $м^3$ газообразного топлива соответственно

$$V^0_{O_2} = 0{,}01[0{,}5CO + 0{,}5H_2 + 1{,}5H_2S + \Sigma(m + n/4)C_mH_n - O_2],\ м^3/м^3.$$

В 1 $м^3$ воздуха содержится 21 % O_2, поэтому теоретический объем воздуха V^0, необходимый для полного сгорания 1 кг (1 $м^3$) для твердого и жидкого топлива, составит:

$$V^0 = V^0_{O_2}/0{,}21 = 0{,}0889(C^r + 0{,}375S^r_c) + 0{,}265H^r - 0{,}333O^r),\ м^3/кг,$$

а для газообразного топлива соответственно

$$V^0 = 0{,}0476\{0{,}5CO + 0{,}5H_2 + 1{,}5H_2S +$$
$$+ \Sigma[m + (n/4)]C_mH_n - O_2\},\ м^3/м^3.$$

Для обеспечения полного сжигания топлива в топочном объеме в него вводят воздуха больше, чем требуется по химической реакции ($V_В > V^0$). Дополнительное количество вводимого воздуха оценивают коэффициентом избытка воздуха $\alpha_т$, который равен отношению количества воздуха, введенного в топочный объем, к теоретически необходимому для полного сгорания 1 кг (1 м^3) топлива:

$$V_В = \alpha_т V^0; \text{ откуда } \alpha_т = V_В / V^0. \qquad (2.19)$$

Коэффициент избытка воздуха зависит от вида сжигаемого топлива, его качества, условий и параметров топливоподготовки, метода сжигания топлива и конструкции топочного устройства. Коэффициент выбирают из условий обеспечения получения максимального КПД котла при допустимых выбросах окислов азота. При слоевом сжигании величина $\alpha_т$ равна 1,3—1,6; при камерном сжигании угля — 1,2—1,25; при сжигании газа и мазута — 1,05—1,1. В котлах, работающих под разрежением, в связи с присосами воздуха по ходу газового тракта коэффициент а увеличивается, и на выходе из котла величина $\alpha_{ух} > \alpha_т$; $\alpha_{ух} = \alpha_т + \Sigma\Delta\alpha$. Приращение общего коэффициента избытка $\Sigma\Delta\alpha$ определяют суммированием присосов воздуха по каждому элементу котла по ходу газов. Обычно $\Sigma\Delta\alpha = 0 \div 0{,}2$.

Объем и состав продуктов сгорания. Продукты сгорания топлива содержат продукты полного сгорания горючих компонентов топлива: диоксид углерода; водяной пар и диоксид серы, а также водяной пар, привнесенный с влагой воздуха и образовавшийся в результате испарения влаги топлива; азот воздуха и азот, образовавшийся из азотистых соединений топлива; избыточное количество воздуха, введенного в топочный объем и не участвующего в горении, и, наконец, еще некоторое количество водяного пара в случае, если он использовался для распыления топлива. При неполном сгорании топлива в продуктах сгорания возможно присутствие оксида углерода, водорода, метана и непредельных углеводородов, концентрацию которых определяют анализом продуктов сгорания. Обычно содержание этих веществ не превышает 0,5—1,0 %, и в расчетах объема продуктов сгорания их не учитывают. Потери же энергетического потенциала топлива за счет его неполного сгорания учитывают при составлении теплового баланса котла. При расчете объема продуктов сгорания $V_г$ все входящие в него компоненты

условно делят на объем сухих газов $V_{сг}$ и объем водяного пара V_{H_2O}. Таким образом:

$$V_г = V_{сг} + V_{H_2O};$$

$$V_{сг} = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + (\alpha_т - 1)V^0; \qquad (2.20)$$

$$V_{H_2O} = V_{CO_2} + 0{,}0161(\alpha_т - 1)V^0. \qquad (2.21)$$

Величину V_{RO_2} выражают

$$V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2} = (1{,}866/100)(C^r + 0{,}375\,S_c^r). \qquad (2.22)$$

Теоретический объем азота $V_{N_2}^0$ выражают через теоретический объем воздуха V^0 и содержание азота в топливе N^r:

$$V_{N_2}^0 = 0{,}79V^0 + [N^r/(\rho_{N_2} \cdot 100)] = 0.79V^0 + 0{,}8N^r/100.$$

Теоретический объем водяных паров $V_{H_2O}^0$ можно представить как сумму:

$$V_{H_2O}^0 = V_{H_2O}^{H^r} + V_{H_2O}^{W^r} + V_{H_2O}^{в} =$$

$$= 11{,}1\,(H^r/100) + [W^r/(\rho_{H_2O} \cdot 100)1 + \rho_в d_в V^0/(\rho_{H_2O} \cdot 1000);$$

при $\rho_{H_2O} = 0{,}804$; $d_в = 10$; $\rho_в = 1{,}293$ можно записать:

$$V_{H_2O}^0 = 0{,}111H^r + 0{,}0124W^r + 0{,}0161V^0.$$

Сумма объемов трехатомных газов, теоретических объемов азота и водяного пара составляет теоретический объем продуктов сгорания $V_г^0$:

$$V_г^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0.$$

Объем водяного пара, используемого для распыления жидкого топлива $V_{H_2O}^ф$, дополнительно включаемый в выражение (2.21), равен:

$$V_{H_2O}^ф = G_ф/\rho_{H_2O} + 1{,}240G_п,$$

где $G_ф$ — массовый расход водяного пара на 1 кг распыливаемого топлива.

При $\alpha > 1{,}0$ объем продуктов сгорания будет больше на долю избыточного воздуха $(\alpha - 1)V^0$ и на долю заключенных в нем водяных паров — $0{,}0161(\alpha - 1)V^0$:

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

Парциальные давления трехатомных газов в продуктах сгорания RO_2 и H_2O при общем давлении продуктов сгорания, равном 98,1 кПа, равны их объемным концентрациям:

$$r_{RO_2} = V_{RO_2}/V_г; \quad r_{H_2O} = V_{H_2O}/V_г.$$

При сжигании газообразного топлива объем продуктов сгорания рассчитывают аналогично и формулы для расчета величин V_{RO_2} и $V_{H_2O}^0$ приобретают вид:

$$V_{RO_2} = 0{,}01(CO_2 + CO + H_2S + \Sigma m C_m H_n)$$

и $$V_{H_2O}^0 = 0{,}01(H_2 + H_2S + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0{,}124 d_г) + 0{,}0161 V^0,$$

где $d_{гт}$ — влагосодержание газообразного топлива, отнесенное к 1 м^3 сухого газа, г/м^3.

При сжигании сланцев диоксид углерода образуется не только в результате горения углерода топлива, но и в результате присутствующих в этом топливе карбонатов кальция, магния и железа, так что суммарный выход RO_2 рассчитывают по формуле

$$V_{(RO_2)_K} = V_{RO_2} + 0{,}509[(CO_2)_K^r/100]k,$$

где $(CO_2)_K^r$ — содержание углекислоты карбонатов, %; k — степень разложения карбонатов; при камерном сжигании $k = 1{,}0$; при слоевом — $k = 0{,}7$.

Массовый расход продуктов сгорания при сжигании твердого и жидкого топлива равен сумме расходов беззольной массы топлива и воздуха, вводимого в зону горения:

$$G_г = 1 - (A^r/100) + 1{,}306\alpha V^0 + G_ф;$$

при сжигании газообразного топлива

$$G_г = \rho_{г\,тл}^c + (d_{г\,тл}/1000) + 1{,}306\alpha V^0,$$

где $\rho_{г\,тл}^c$ — плотность сухого газообразного топлива, кг/м^3,

при сжигании сланцев:

$$G'_г = G_г + [(CO_2)^r_К / 100]\, k.$$

Концентрация золы в продуктах сгорания на 1 кг топлива $\mu_{зл}$, кг/кг, равна:

$$\mu_{зл} = (A^r a_{ун})/(100 G_г),$$

где $a_{ун}$ — доля золы топлива, уносимая продуктами сгорания; для слоевых топок при сжигании бурых и каменных углей — $a_{ун} = 0{,}2 \div 0{,}25$, при сжигании антрацитов — 0,3; при камерном сжигании с твердым шлакоудалением $a_{ун} = 0{,}95$, а с жидким шлакоудалением $a_{ун} = 0{,}6 \div 0{,}85$.

Степень выгорания топлива, в %, в топочном объеме можно рассчитать, зная расчетный $\alpha_т$ и действительный $\alpha_{тан}$ коэффициенты избытка воздуха из уравнения

$$\bar{G}_в = \alpha_т B'_{ТО} L' = \alpha_{тан} B_Т L', \quad L' = V_в \rho_в,$$

откуда степень выгорания топлива

$$b = B_Т / B'_{ТО} = \alpha_Т / \alpha_{тан}. \qquad (2.22, a)$$

Значение действительного коэффициента избытка воздуха можно определить по данным состава продуктов сгорания из следующих соображений:

$$V^д_{O_2} = 0{,}21 V_в = V_{RO_2} + V^{Hr}_{O_2} + V_{O_2} = 0{,}21 (V_{сг} + V^{Hr}_{O_2}), \quad (2.23)$$

где $V^{Hr}_{O_2}$ — объем кислорода, израсходованного на сжигание водорода топлива H^r; $V^{CO_2}_{O_2} = V_{CO_2}$; $V^{SO_2}_{O_2} = V_{SO_2}$; и $V_в = V_{ст} + V^{H_2}_{O_2}$.

Выразив члены уравнения (2.23) в процентах от объема сухих газов, получим:

$$21 = RO_2 + O_2 + 79 V^{Hr}_{O_2} / V_{сг},$$

но $V_{сг} = V_{RO_2} \cdot 100 / RO_2$, отсюда

$$21 = RO_2 + O_2 + \beta RO_2,$$

где $\beta = 0{,}79 V^{Hr}_{O_2} / V^{C^r + S^r_c}_{O_2}$.

Полагая, что часть водорода топлива окислена за счет кислорода топлива, можно, используя формулы (2.18) и (2.22), выразить коэффициент β через элементный состав топлива:

$$\beta = 2{,}35\,(H^r - 0{,}126O^r)(C^r + 0{,}375\,S_c^r). \qquad (2.24)$$

Коэффициент β является характеристикой топлива, которая представляет собой отношение расхода кислорода воздуха для окисления свободного водорода топлива к расходу кислорода для образования сухих трехатомных газов (табл. 2.2).

Таблица 2.2. Коэффициент β и величина $RO_2^{макс}$ для некоторых топлив

Топливо	β	$RO_2^{макс}$
Саратовский природный газ	0,78	11,8
Метан	0,79	11,7
Мазут	0,3	16,1
Бурые и каменные угли	0,08—0,145	18.3—19,5
Антрациты	0,044	20,1
Торф	0,073	19,6
Сланец	0,21	17,4
Дрова	0,035	20,3

По известному процентному содержанию O_2 в продуктах сгорания, зная коэффициент β топлива, можно определить по уравнению (2.24) процентное содержание трехатомных газов

$$RO_2 = (21 - O_2)/(1 + \beta), \qquad (2.25)$$

при $O_2 = 0$, т. е. при $\alpha = 1{,}0$ содержание RO_2 становится максимальным и зависящим только от состава топлива (см. табл. 2.2).

$$RO_2^{макс} = 21/(1 + \beta). \qquad (2.26)$$

Если бы топливо состояло только из углерода и серы, т. е. при $\beta = 0$, при полном сгорании при $\alpha = 1{,}0$ в продуктах сгорания содержался бы 21 % трехатомных газов. Таким образом, максимально возможная концентрация трехатомных газов в продуктах сгорания любого углеводородного топлива в воздухе не мо-

жет быть выше 21 %. В уравнении (2.19) коэффициент избытка воздуха $\alpha_т = V_в/V^0$ можно представить как

$$\alpha_т = V_в/(V_в - \Delta V),$$

где

$$\Delta V = V_{O_2}(100/21) = (O_2/21)\,V_{СГ}.$$

Пренебрегая увеличением концентрации азота в продуктах сгорания за счет азота топлива, можно выразить действительный объем воздуха через объем азота, перешедшего в продукты сгорания с окислителем:

$$V_в = V_{N_2}(100/79) = N_2/21V_{СГ}.$$

Тогда коэффициент избытка воздуха в продуктах сгорания можно записать по данным газового анализа

$$\alpha = [1 - (79/21)(O_2/N_2)]^{-1}. \qquad (2.27)$$

После преобразований формула для определения коэффициента избытка воздуха по данным газового анализа может быть записана в виде

$$\alpha_{тан} = \{1 - (79/21)\cdot[O_2 - 0{,}5(CO + H_2) - CH_4]N_2\}^{-1},$$

где $N_2 = 100 - (RO_2 + O_2 - CO)$.

При полном сгорании топлива

$$\alpha_{тан} = 21/(21 - O_2).$$

Зная $\alpha_т$ и $\alpha_{тан}$, можно рассчитать степень выгорания топлива.

Энтальпия воздуха и продуктов сгорания. Энтальпия воздуха определяется следующим образом:

$$h_в = \alpha h_в^0 = \alpha V^0 \cdot h'_в, \qquad (2.28)$$

где $h_в^0$ — энтальпия теоретически необходимого объема воздуха для сгорания 1 кг ($м^3$) топлива, кДж/кг (кДж/$м^3$); $h'_в$ — энтальпия 1 $м^3$ влажного воздуха.

В общем случае энтальпия продуктов сгорания является суммой энтальпий газов и золы:

$$h = h_г + h_{зл} = h_г^0 + (\alpha - 1)h_в^0 + h_{зл}. \qquad (2.29)$$

Энтальпия газообразных продуктов сгорания при $\alpha = 1$ в общем случае равна:

$$h_г^0 = V_{RO_2} \cdot h'_{CO_2} + V_{N_2}^0 \cdot h'_{N_2} + V_{H_2O} \cdot h'_{H_2O},$$

где V_{RO_2}, $V_{N_2}^0$, $V_{H_2O}^0$ — соответственно объемы трехатомных газов и теоретические объёмы азота и водяного пара, м³/кг; h'_{CO_2}, h'_{N_2}, h'_{H_2O} соответственно энтальпии 1 м³ диоксида углерода, азота и водяного пара, кДж/м³.

Энтальпия золы

$$h_{зл} = a_{ун}(A^r/100)\, h'_{зл},$$

где $a_{ун}$ — доля золы топлива, уносимая газами; $h'_{зл}$ — энтальпия 1 кг золы, кДж/кг.

Учет энтальпии золы в связи с относительно малой ее величиной производится лишь при сжигании пылевидных многозольных топлив, для которых приведенная величина уноса золы из топочного объема $a_{ун}A_{пр} > 1{,}43$, % (кг/МДж).

2.3.3. Тепловой и эксергетический балансы теплогенератора (котла). Соотношение, связывающее приход и расход теплоты в теплогенераторе, составляет его тепловой баланс. При тепловом расчете тепловой баланс составляют на основании рекомендаций нормативных материалов в расчете на 1 кг израсходованного твердого или жидкого топлива (или на 1 м³ газообразного топлива) или в процентах от введенной в котел теплоты. Тепловой баланс теплогенератора выражается равенством между введенной и израсходованной теплотой, отнесенной к 1 кг (м³) израсходованного топлива (рис. 2.28):

$$Q_р^r = Q_1 + \Sigma Q_{потери},$$

где $Q_р^r$ — введенная теплота, кДж/кг (кДж/м³); Q_1 — полезно использованная теплота, кДж/кг (кДж/м³); $\Sigma Q_{потери}$ — сумма тепловых потерь, кДж/кг (кДж/м³).

Левая часть уравнения теплового баланса или располагаемая теплота $Q_р^r$ (отнесенная к 1 кг (м³) топлива), вводимая в теплогенератор для преобразования ее в энергию пара или горячей воды, в общем случае может содержать:

$$Q_р^r = Q_i^r + Q_{ф\,т} + Q_{ф\,в} + Q_{пар} + (Q_{экз} - Q_{энд}) + Q_{эл}. \qquad (2.30)$$

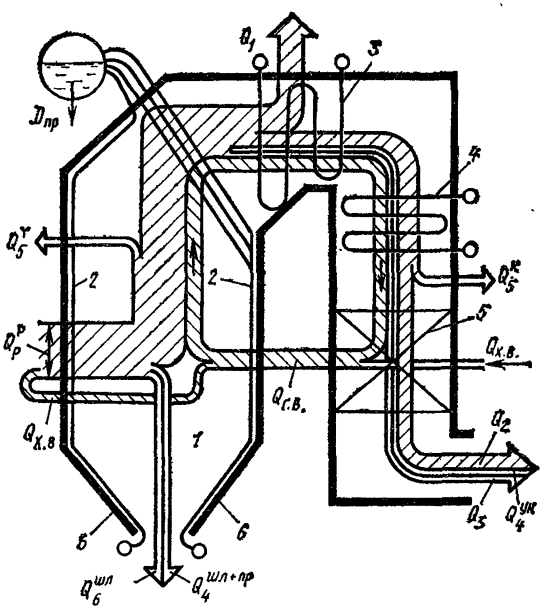


Рис. 2.28. Схема для расчета теплового баланса котла

1 — топочный объем; *2* — радиационные поверхности нагрева; *3* — поверхности нагрева пароперегревателя; *4* — поверхности нагрева водяного экономайзера; *5* — поверхности нагрева воздухоподогревателя; *6* — контур котла

Рассмотрим составляющие приходной части теплового баланса. В основе приходной части теплового баланса используется величина $Q_р^г$ — низшая рабочая теплота сгорания топлива, поскольку температура продуктов сгорания, покидающих котел, выше температуры конденсации водяных паров, в них содержащихся. В случае если водяные пары конденсируются, расчет теплового баланса следует вести по высшей теплоте сгорания $Q_s^г$. Теплота сгорания топлива является основным источником энергии процесса производства пара или горячей воды в котле. Второе слагаемое уравнения (2.30) $Q_{ф\,т}$ — физическая теплота, вводимая в котел с топливом. кДж/ /кг (кДж/м³):

$$Q_{ф\,т} = C_т t_т,$$

где $C_т$ — теплоемкость топлива; $t_т$ — температура топлива.

Третье слагаемое в уравнении (2.30) $Q_{ф\,в}$ — физическая теплота воздуха, учитываемая только при подогреве вводимого

в котел воздуха вне котла за счет постороннего источника (например, в паровом калорифере или в автономном подогревателе при сжигании в нем дополнительного топлива).

В этом случае

$$Q_{\text{ф в}} = \beta'(h^0_{\text{г в}} - h^0_{\text{х в}}),$$

где β' — отношение количества воздуха на входе в теплогенератор к теоретически необходимому; $h^0_{\text{г в}}$, $h^0_{\text{х в}}$ — энтальпии теоретически необходимого подогретого и холодного воздуха, кДж/кг.

Четвертое слагаемое $Q_{\text{пар}}$ — теплота, вводимая в топочный объем с паром при паровом распыливании мазута или при вводе пара под колосниковую решетку для улучшения процесса горения при слоевом сжигании антрацита:

$$Q_{\text{пар}} = G_{\text{ф}}(h_{\text{п}} - 2510),$$

где $G_{\text{ф}}$ — расход пара на 1 кг топлива, $h_{\text{п}}$ — энтальпия дутьевого пара, 2510 — величина расчетной энтальпии водяного пара, сбрасываемого с продуктами сгорания в атмосферу. При паровом распыливании мазута расход пара составляет $G_{\text{ф}}$ 0,3÷0,35 кг/кг; при слоевом сжигании антрацита и подаче пара под решетку $G_{\text{ф}}$ — 0,2÷0,4 кг/кг.

Величина $Q_{\text{экз}}$ выражает теплоту экзотермических реакций некоторых технологических процессов (например, обжиг колчедана в кипящем слое с установкой в этом слое тепловоспринимающих поверхностей нагрева) для производства пара. Величина $Q_{\text{энд}}$ выражает затраты теплоты на возможные эндотермические реакции (например, на разложение карбонатов при сжигании сланцев).

В этом случае

$$Q_{\text{энд}} = Q_{\text{карб}} = 4{,}05 \cdot k[\,(\text{CO}_2)^r_k/100\,],$$

где 4,05 — теплота разложения 1 кг карбонатной золы.

Величину $Q_{\text{эл}}$ в уравнении (2.30) учитывают при выработке теплоты с использованием электроэнергии в качестве источника теплоты. При отсутствии подогрева топлива и воздуха от посторонних источников и выработки пара за счет теплоты экзотермических процессов принимают

$$Q^r_{\text{р}} = Q^r_i.$$

Расходную часть теплового баланса $Q_{расх}$ можно представить следующим образом:

$$Q_{расх} = Q_1 + \Sigma Q_{потери};$$

$$\Sigma Q_{потери} = Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_{охл} \pm Q_{акк}, \qquad (2.32)$$

где Q_2, Q_3, Q_4, Q_5, Q_6 — соответственно потери в расчете на 1 кг или 1 м^3 топлива теплоты: с уходящими газами, с химической и механической неполнотой сгорания топлива, от охлаждения внешних ограждений котла и с физической теплотой шлаков; $Q_{охл}$ — потери теплоты на охлаждение балок, панелей, не включенных в циркуляционную систему котла; $Q_{акк}$ — расход (знак «+») или приход (знак «−») теплоты, связанной с неустановившимся режимом работы котла, кДж/кг (кДж/м^3).

При установившемся тепловом режиме работы котла уравнение (2.31) с учетом (2.32) можно записать, принимая располагаемую теплоту за 100 %:

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 + q_{охл}, \qquad (2.33)$$

где $q_1 = (Q_1/Q_р^r)100$ — полезно используемая доля введенной в котел теплоты; параметры q_2, q_3, q_4, q_5, q_6, $q_{охл}$ подсчитываются аналогично и соответствуют слагаемым Q_2, Q_3, Q_4, Q_5, Q_6, $Q_{охл}$ уравнения (2.31).

Полное количество полезно используемой теплоты в расчете на 1 кг или 1 м^3 топлива Q_1 для производства водяного пара расходуется на подогрев воды $Q_{под}$, ее испарение $Q_{исп}$, перегрев пара в первой $Q'_{пер}$ и второй $Q''_{пер}$ ступенях пароперегревателя продувочной воды $Q_{пр}$ в количестве $G_{пр}$, а также на нагрев в котле теплоносителя (воды или воздуха), отдаваемого затем потребителю (например, подогрев воды тепловой сети в теплофикационном экономайзере котла) $Q_{отп}$, кДж/кг (кДж/м^3):

$$Q_1 = Q_{под} + Q_{исп} + Q_{пер} + Q_{пр} + Q_{отп}; \qquad (2.34)$$

или

$$Q_1 = (D/B)[(h' - h'_{п\,в}) + (G_{пр}/D)(h' - h'_{п\,в})] +$$

$$+ (D/B)(h'' - h') + (D/B)(h_{пе} - h'') + Q_{отп} =$$

$$= (D/B)[(h_{пе} - h_{п\,в}) + (G_{пр}/D)(h' - h'_{п\,в})] + Q_{отп}.$$

Коэффициентом полезного действия (КПД, %) котла (брутто) называется отношение полезно используемой теплоты Q_1 к располагаемой теплоте $Q_р^r$:

$$\eta_{к\,а}^{бр} = (Q_1/Q_р^r)100 = q_1$$

или, используя уравнение (2.33), получим:

$$\eta_{ка}^{бр} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 + q_{охл}).$$

При определении эффективности использования топлива при выработке тепловой энергии следует учитывать также расход электрической и тепловой энергии на собственные нужды (привод насосов, тягодутьевых устройств, расход теплоты на подогрев воды вне котла, ее деаэрацию и др.). В связи с этим введено понятие КПД котла (нетто):

$$\eta_{ка}^{нетто} = q_1 - q_{сн} = \eta_{ка}^{бр} - q_{сн},$$

где $q_{сн}$ — расход энергии на собственные нужды, отнесенные к $Q_р^r$.

Коэффициенты полезного действия $\eta_{тс}^{бр}$; $\eta_{тс}^{нетто}$ тепловой станции (теплогенерирующей установки), включающей несколько котлов, подсчитывают аналогично:

$$\eta_{тс}^{бр} = Q_{тс}/(Q_р^r B_{тс});$$

$$\eta_{тс}^{нетто} = \eta_{тс}^{бр} - q_{тс}^{сн} = \eta_{тс}^{бр} - [Q_{сн}/(Q_р^r B_{тс})],$$

где $Q_{тс}B_{тс}$ — суммарная тепловая мощность и расход топлива тепловой станции, МВт и кг/с; $Q_{сн}$ — расход энергии на собственные нужды тепловой станции, МВт; $Q_{сн} = Q'_{сн} + Q''_{сн}$ (где $Q'_{сн}$ — расход теплоты на собственные нужды тепловой станции, МВт; $Q''_{сн}$ — расход электроэнергии на собственные нужды тепловой станции, МВт).

Расход топлива для производства тепловой энергии с заданными параметрами теплоносителя определяют из теплового баланса котла

$$Q_{ка} = BQ_1 = B Q_р^r \eta_{ка},$$

где $Q_{ка}$ — количество полезно используемой теплоты для производства теплоносителя в котле, МВт;

$$B = Q_{ка}/(Q_р^r \eta_{ка}^{бр}),$$

где B — действительный расход топлива, поданного в котел, кг/с.

Однако при сжигании топлива часть его не выгорает и имеет место потеря теплоты с механической неполнотой сгорания то-

плива q_4. В этом случае расчетный расход топлива (т. е. расход сгоревшего топлива) будет меньше:

$$B_р = B[1 - (q_4/100)].$$

Тепловые потери. Из суммы тепловых потерь при производстве пара или горячей воды в котле наибольшими являются *тепловые потери с уходящими газами* $q_2 = Q_2/Q_р^r$, %:

$$q_2 = [(h_{ух} - \alpha_{ух} h_{хв}^0)Q_р^r](100 - q_4),$$

где $h_{ух}$ — энтальпия уходящих газов продуктов сгорания при избытке воздуха $\alpha_{ух}$ и температуре $\vartheta_{ух}$; $h_{хв}^0$ — энтальпия теоретического объема холодного воздуха, вводимого в котел.

Потери теплоты q_2 обычно составляют 5—10 % располагаемой теплоты $Q_р^r$. Сомножитель $(100 - q_4)$ введен в уравнение в связи с тем, что значения энтальпии даны на 1 кг введенного топлива без учета механической неполноты его сгорания. С понижением температуры уходящих газов на 12—15 °С потери теплоты уменьшаются примерно на 1 %; q_2 уменьшаются также пропорционально уменьшению $\alpha_{ух}$. Пути снижения потерь теплоты с уходящими газами q_2 состоят в уменьшении коэффициентов $\alpha_{ух}$ и $\alpha_т$ путем совершенствования процесса горения и ликвидации присосов воздуха по газовому тракту котла, снижении температуры уходящих газов $\vartheta_{ух}$ путем развития хвостовых поверхностей нагрева (экономайзеров и воздухоподогревателей), полезно утилизирующих теплоту уходящих газов.

Предельная температура уходящих газов $\vartheta_{ух}$ по технологическим параметрам определяется условиями предотвращения возможности внешней низкотемпературной коррозии хвостовых поверхностей нагрева котла и зависит от температуры точки росы уходящих газов с учетом содержания в них окислов серы. Температуру $\vartheta_{ух}$ в промышленных и отопительных котлах принимают на 40÷50 °С выше температуры точки росы уходящих газов.

Потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива $q_3 = Q_3/Q_р^r$, %. возникают при появлении в продуктах сгорания газообразных горючих компонентов (H_2, CO, CH_4, C_mH_n и др.) вследствие неполного выгорания топлива в пределах топочного объема котла. За его пределами горючие газы не догорают в связи с низкими температурами в газовом тракте котла.

Причинами появления химической неполноты сгорания могут быть: плохое смесеобразование, особенно на начальных стадиях горения топлива; общий недостаток воздуха; низкая температура в топочном объеме котла, особенно в зоне догорания топлива. При достаточном коэффициенте избытка воздуха и хорошем смесеобразовании потери теплоты с химической неполнотой сгорания q_3 зависят от объемного тепловыделения в топочном объеме $q_V = (BQ_i^r)/V_т$. Оптимальное значение q_V, при котором обеспечиваются минимальные значения Q_3, зависит от вида топлива, конструкции топки и способа сжигания топлива. В топках современных котлов потери теплоты с химической неполнотой сгорания составляют: при камерном сжигании $q_3 = 0—0{,}5$ % при значениях $q_V = 0{,}15—0{,}3$ МВт/м³, а при слоевом сжигании $q_3 = 0{,}5—2$ % при $q_V = 0{,}23—0{,}45$ МВт/м³. При увеличении q_V выше расчетного величина q_3 резко возрастает. Так, если при горении древесной щепы на цепной решетке при $q_V = 0{,}39$ МВт/м³ величина $q_3 = 0$, а при $q_V = 0{,}41$ МВт/м³ величина $q_3 = 0{,}5$ %, то при $q_V = 0{,}61$ МВт/м³ $q_3 = 4{,}2$ %, т. е. почти в 8,5 раза выше, чем при $q_V = 0{,}41$ МВт/м³. В основе расчета величины q_3 лежит уравнение

$$Q_3 = V_{CO}Q_{CO} + V_{H_2}Q_{H_2} + V_{CH_4}Q_{CH_4}, \qquad (2.35)$$

где V_{CO}, V_{H_2}, V_{CH_4} — соответственно объемы CO, H_2, CH_4, м³/кг (м³/м³); Q_{CO}, Q_{H_2}, Q_{CH_4} — соответственно теплота сгорания CO, H_2, CH_4, кДж/м³.

$$V_{CO} = V_{с\,г}CO/100;\ V_{H_2} = V_{с\,г}H_2/100;\ V_{CH_4} = V_{с\,г}CH_4/100.$$

где CO, H_2, CH_4 — объемные концентрации газов в продуктах сгорания, %.

Объем сухих газов, получаемых при сжигании жидких и твердых топлив, может быть найден из уравнения (2.20) с учетом соотношения

$$V_{с\,г}/(V_{RO_2} + V_{CO}) = 100/(RO_2 + CO)$$

в виде

$$V_{с\,г} = 1{,}866\frac{C^r + 0{,}375S_c^r}{CO_2 + SO_2 + CO + CH_4},$$

а при сжигании газообразных топлив в виде

$$V_{с.г} = \frac{CO_2^т + CO^т + H_2S + CH_4^т + \Sigma m C_m H_n^т}{CO_2 + SO_2 + CO + CH_4 + \ldots \text{ и т. д.}},$$

где $CO_2^т$, $CO^т$, $H_2S^т$, ... — объемные концентрации газов в продуктах сгорания, %

Выразив в уравнении (2.35) объемы горючих газов через объем сухих газов и приняв теплоту их сгорания равными: Q^r_{iCO} = 12,62 МДж/м³; $Q^r_{iH_2}$ = 10,79 МДж/м³; $Q^r_{iCH_4}$ =35,82 МДж/м³, получим выражение для Q_3 при сжигании жидкого или твердого топлива:

$$Q_3 = \frac{(C^r + 0{,}375S^r_c)(0{,}236CO + 0{,}202H_2 + 0{,}668CH_4)(100 - q_4)}{RO_2 + CO + CH_4};$$

$$q_3 = Q_3 \cdot 100 / Q^r_р .$$

При разработке мероприятий по снижению величины q_3 следует иметь в виду, что в первую очередь появляется CO, наиболее трудносжигаемый компонент источников появления q_3, а затем уже H_2 и другие горючие газы, т. е. если в продуктах сгорания отсутствует CO, то там также нет и H_2. Для снижения величины q_3 улучшают условия перемешивания газов, особенно в зоне их догорания, применяя острое дутье, и повышают температуру в зоне горения путем подогрева вводимого в топочный объем воздуха. При работе на расчетных режимах при правильной эксплуатации котла и хорошо спроектированной топке потери q_3 практически могут быть равны нулю.

Потери теплоты от механической неполноты сгорания выражают уравнением, кДж/кг:

$$Q_4 = Q_4^{пр} + Q_4^{шл} + Q_4^{ун};$$

$$q_4 = (Q_4 / Q^r_р)100 = q_4^{пр} + q_4^{шл} + q_4^{ун} =$$

$$= a_{шл+пр}\left(\frac{\Gamma_{шл+пр}}{100 - \Gamma_{шл+пр}} + a_{ун}\frac{\Gamma_{ун}}{100 - \Gamma_{ун}}\right)\frac{32700 / A^r}{Q^r_р},$$

где $a_{шл+пр}$, $a_{ун}$ — соответственно доли золы топлива в шлаке и провале и в продуктах сгорания (в уносе); $\Gamma_{шл+пр}$, $\Gamma_{ун}$ — соответственно доли горючих в шлаке и провале и в уносе; 32 700 — теплота сгорания горючих (кокса, угля) в шлаке, провале и уносе, кДж/кг.

Для слоевых топок величина q_4 зависит от теплонапряжения в топочном объеме, отнесенного к площади зеркала горения q_R слоя топлива. С увеличением q_R (т. е. с форсировкой котла) увеличивается доля уносимого несгоревшего топлива с продуктами сгорания $q_4^{ун}$. Так, с увеличением q_R от 0,93 до 1,63 МВт (т. е. в 1,75 раза) величина $q_4^{ун}$ возрастает в 7 раз (с 3 до 21 %). Потери теплоты q_4 со шлаком $q_4^{шл}$ возрастают с увеличением зольности топлива, ростом теплонапряжения «зеркала» горения q_R и с переходом на сжигание топлива с меньшим выходом летучих. Потери теплоты $q_4^{пр}$ с провалом зависят от сорта сжигаемого топлива (главным образом спекаемости топлива), содержания в топливе мелочи и от конструкции колосниковой решетки. При использовании так называемой беспровальной колосниковой решетки величина $q_4^{пр}$ обычно не превышает 0,5—1 %.

В камерных топках величина q_4 в основном определяется величиной $q_4^{ун}$ и находится в пределах 0—0,5 %, причем верхний предел относится к твердым топливам с малым выходом летучих марок АШ и ПА. При сжигании углей с большим выходом летучих величина q_4 не превышает 0,5—1,5 %. При сжигании твердых топлив с жидким шлакоудалением потери теплоты q_4 снижаются в связи с лучшими условиями выгорания частиц в пределе топочного объема.

Потери теплоты от наружного охлаждения (Q_5 и $q_5 = Q_5/Q_р^r$) наблюдаются в связи с тем, что температура наружной поверхности котла всегда выше температуры окружающей его среды.

Поскольку относительная величина q_5 мала и уменьшается с увеличением мощности котла, при тепловых расчетах пользуются данными, представленными на рис. 2.29. Распределение суммарной потери теплоты от наружного охлаждения q_5 по отдельным элементам котла — по направлению движения газов (топочный объем, конвективная шахта, экономайзер и др.) — производится пропорционально количеству теплоты, отдаваемому продуктами сгорания в соответствующих элементах (по газовому тракту котла), и учитывается введением коэффициента сохранения теплоты φ:

$$\varphi = 1 - [q_5/(\eta_{ка} + q_5)].$$

При изменении производительности котла меняется тепловой режим его работы. В расчетах принято, что потери q_5 из-

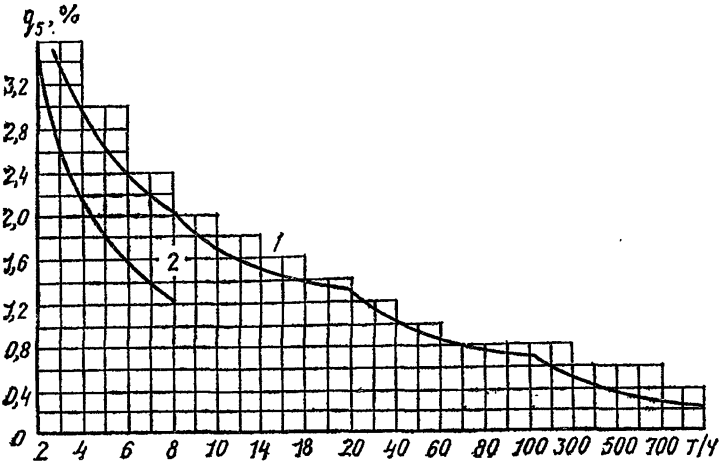


Рис. 2.29. Потери теплоты от наружного охлаждения котла в зависимости от паропроизводительности котла

1 — котел с хвостовыми поверхностями нагрева (водяным экономайзером или воздухоподогревателем); *2* — котел без хвостовых поверхностей нагрева

меняются обратно пропорционально производительности котла. Так, для парового котла

$$q_5 = q_5^{\text{ном}} (D_{\text{ном}}/D),$$

где $q_5^{\text{ном}}$ — потери теплоты от наружного охлаждения при работе котла при номинальном расходе пара $D_{\text{ном}}$.

Потери теплоты с физической теплотой шлака ($Q_6^{\text{шл}}$, $q_6^{\text{шл}} = Q_6 / Q_{\text{р}}^r$) образуются в связи с тем, что удаляемый из топочного объема шлак имеет более высокую температуру, чем среда, в которую он отводится. Потери теплоты $q_6^{\text{шл}}$ определяют по формуле

$$q_6^{\text{шл}} = \frac{Q_6^{\text{шл}}}{Q_{\text{р}}^r} = \frac{a_{\text{шл}} A^r (c_{\text{шл}} t_{\text{шл}})}{Q_{\text{р}}^r},$$

где $t_{\text{шл}}$, $c_{\text{шл}}$ — соответственно температура и теплоемкость шлаков, °С и кДж/(кг · К); $c_{\text{шл}} = 0{,}96$ кДж/(кг · К); $a_{\text{шл}} = 1 - a_{\text{ун}}$ — доля золы топлива в шлаке.

При камерном сжигании топлива с твердым шлакоудалением потери теплоты $q_6^{\text{шл}}$ учитывают только при сжигании

высокозольных топлив; температуру шлака принимают равной 600—700 °С. При жидком шлакоудалении температуру шлака принимают равной температуре нормального жидкого шлакоудаления $t_{н\,ш}$, которую выбирают по справочным таблицам топлив. При слоевом сжигании топлив, а также при камерном сжигании с жидким шлакоудалением потери теплоты $q_6^{шл}$ равны 1—2 % и выше. При невысокой зольности топлива в расчетах ($Q_6^{шл}$, кДж/кг) можно принимать

$$Q_6^{шл} \approx 4{,}186A^r.$$

Потери теплоты на охлаждение панелей и балок, не включенных в циркуляционную систему котла (например, панелей и балок в слоевых топках), рассчитывают по формуле, кДж/кг:

$$q_6^{охл} = Q_6^{охл} / Q_р^r = (116H_{охл}/BQ_1)\,100,$$

где $H_{охл}$ — лучевоспринимающая поверхность охлаждаемых деталей, обращенная в топку, м^2; 116 — принимаемая плотность теплового потока на охлаждаемые поверхности, кВт/м^2; BQ_1 — количество теплоты, полезно используемой в котле, МВт.

Структура теплового баланса котла (доля каждой его составляющей) зависит от режима его работы и в первую очередь от его производительности, которая для конкретного котла зависит от теплового напряжения топочного объема (q_V, МВт/м^3) при камерном сжигании топлива или от теплового напряжения зеркала горения при слоевом сжигании топлива (q_R, МВт/м^2). Для основной массы котлов, в том числе котлов со слоевым сжиганием топлив отопительно-производственных котельных, при отклонении режима работы от номинального КПД котла (брутто) падает; при увеличении производительности за счет увеличения потерь теплоты от механической и химической неполноты сгорания q_4 и q_3 при одновременном уменьшении потерь q_2 и q_5, а при уменьшении производительности котла — за счет увеличения потерь теплоты с уходящими газами q_2 и с охлаждением ограждающих поверхностей котла q_5.

При неустановившемся тепловом состоянии работы котла, переходе с режима на режим, пуске котла возникают дополнительные расходы теплоты на нагрев или охлаждение обмуровки, металла, рабочего теплоносителя. В этом случае в расходную часть уравнения теплового баланса вводят дополнительное сла-

гаемое $Q_{акк}$ ($q_{акк}$). Это слагаемое имеет положительный знак при повышении производительности котла, поскольку в этом случае происходит дополнительный нагрев конструкций котла, что приводит к дополнительным потерям теплоты, или отрицательный знак в случае уменьшения производительности котла, когда происходит снижение его тепловых параметров и ранее затраченная теплота как бы возвращается и может рассматриваться как приходная часть баланса.

Эксергетический баланс котла. Тепловой баланс котла дает количественную картину распределения располагаемой теплоты, в том числе и распределение тепловых потерь, без учета качества теплоты в составляющих баланса. Качество вырабатываемой теплоты в теплогенераторах и, в частности, в котлах на органическом топливе оценивается по отношению к параметрам окружающей среды с использованием параметра эксергии.

Эксергией, или *работоспособностью*, называется максимальная работа, которую может совершить система в обратимом процессе при переходе от данного состояния до равновесия с окружающей средой. На заключительных этапах рассматриваемых в каждом конкретном случае обратимых процессов должны быть достигнуты состояния термодинамического равновесия с окружающей средой для всех принимающих в них участие форм материи. Иногда при этом в систему необходимо дополнительно подводить вещества из окружающей среды, например кислород воздуха при определении эксергии сжигаемого топлива.

В общем случае эксергию подразделяют на физическую и химическую. Физическая эксергия вещества не равна нулю, если параметры его состояния отличаются от параметров окружающей среды: температуры T_0 и давления p_0. Химической эксергией называется эксергия вещества с параметрами T_0 и p_0. В частности, химической эксергией топлива называется максимальная работа, получаемая в обратимом процессе, в котором принимают участие исследуемое топливо с параметрами состояния T_0 и p_0 и подводимый из окружающей среды кислород. Продукты этого процесса после полного сгорания топлива должны находиться в состоянии термодинамического равновесия с окружающей средой.

Применительно к тепловым процессам максимальная работа $L_{макс}$, которая может быть получена от теплоты Q, передан-

ной горячим источником с температурой T_1 окружающей среде с температурой $T_о$, представляет собой работу обратного цикла Карно, осуществленного в интервале температур $T_1 - T_о$. Отсюда

$$Э_q = L_{макс} = Q(1 - T_о/T_1),$$

где $Э_q$ — эксергия теплоты, МДж; Q — теплота процесса, МДж; $(1 - T_о/T_1)$ — множитель, учитывающий качество теплоты при температуре окружающей среды. (Чем выше температура T_1, тем выше энергетическая ценность теплового потока Q; при $T_1 = T_о$ его энергетичесакя ценность равна нулю).

Для оценки эффективности работы котла с позиций качества получаемого теплоносителя — пара или горячей воды — составляют эксергетический баланс, включающий так же, как и в тепловом балансе, слагаемые: химической эксергии топлива, физической эксергии топлива и воздуха, эксергии получаемого теплоносителя (пара или горячей воды), эксергии составляющих потерь теплоты. Кроме этих потерь в эксергетический баланс котла вводят потери эксергии вследствие необратимости процесса горения, необратимости теплообмена и смешения потоков.

Величины составляющих эксергетического баланса котла, в том числе и потерь, зависят в первую очередь от превышения температуры массы теплоносителя над температурой окружающей среды. Чем температура выше, тем величина составляющих эксергетического баланса выше. Эксергетическая эффективность котла оценивается величиной эксергетического КПД, равного отношению полезно усвоенной эксергии $Э_{пол}$ к эксергии $Э_{затр}$, затраченной на выработку теплоты, %:

$$\eta_{экс} = Э_{пол} \cdot 100/Э_{затр} = (Э_{затр} - Э_{пот}) \cdot 100/Э_{затр},$$

где $Э_{пот}$ — эксергия потерь, МДж.

Потери эксергии вследствие необратимости процесса горения равны:

$$Э^{гор} = Э_{топл\,х} + Э_{топл\,ф} + Э_{воз} - Э_{п\,с},$$

где $Э_{топл\,х} = e_{т\,х} B$, МДж ($e_{т\,х}$ — удельная химическая эксергия топлива, МДж/кг; B — расход топлива, кг/с); $Э_{топл.ф}$, $Э_{воз}$, $Э_{п.с}$ — соответственно физические эксергии топлива, воздуха и продуктов сгорания, МДж.

Удельную эксергию рассчитывают по приближенным формулам в зависимости от состава топлива. Для газообразного топлива значения $e_{тх}$ близки значениям низшей теплоты сгорания топлива Q_i^r. Эксергию продуктов сгорания $Э_{п\,с}$ при расчете эксергетических потерь в связи с необратимостью процесса горения определяют при теоретической температуре горения. Поэтому величина $Э_{п.с}$ выше эксергии горячего воздуха $Э_{воз}$, причем при повышении температуры горячего воздуха значение $Э_{п\,с}$ увеличивается тем больше, чем выше величина $Э_{воз}$. При подогреве воздуха, направляемого в топку котла, потери эксергии от необратимости процесса горения уменьшаются.

Потери эксергии от необратимости теплообмена $Э^{тепл}$ связаны с ее потерями $Э^{н\,охл}$ от наружного охлаждения, так что:

$$Э^{тепл} = (Э'_1 - Э''_1) - (Э''_2 - Э'_2) - Э^{н\,охл},$$

где $Э'_1$ и $Э''_1$ — эксергии теплоносителя на входе и выходе из элемента теплообменника, МДж; $Э'_2$ и $Э''_2$ — эксергии нагреваемого рабочего тела на входе и выходе из элемента теплообменника, МДж; $Э^{н\,охл} = Q^{н\,охл}(1 - T_о/T_{ср})$; ($Q^{н\,охл}$ — потери теплоты элементом теплообменника от наружного охлаждения, МДж; $T_{ср}$ — средняя температура поверхности охлаждаемых наружных элементов теплообменника, К).

Потери эксергии $Э^{см}$ от смешения потоков при разных их температурах T_1 и T_2 наблюдаются в результате присосов воздуха по тракту котла; их определяют из выражения

$$Э^{см} = Э_А + Э_В - Э_{см},$$

где $Э_А$ и $Э_В$ — эксергии потоков с температурами T_1 и T_2, МДж; $Э_{см}$ — эксергия потока после смешения, МДж.

При сравнении составляющих теплового и эксергетического балансов парового котла мощностью 219 МВт (тепл.), работающего на угле, можно заметить, что в связи с низкой температурой уходящих газов доля потерь их эксергии в балансе составляет всего 15 % доли потерь теплоты q_2, в то время как доля потерь эксергии от необратимости горения в балансе эксергии составляет свыше 20 %, а доля потерь эксергии от необратимости теплообмена — немногим меньше 30 %. Низкотемпературные потери от наружного охлаждения в эксергетическом и тепловом балансах котла имеют примерно равные значения (0,4 и 0,6 %), а от механической неполноты сгорания доля потерь в

эксергетическом балансе на 25 % (относительных) больше, чем в тепловом.

В целом же при тепловом коэффициенте полезного действия котла — брутто, равном 90 %, эксергетический его КПД не превышает половины и составляет 45—46 %. Это связано с тем, что при теоретической температуре горения топлива, равной 2300—2500 К, и образовании продуктов сгорания высокого энергетического потенциала, получаемый в паровом котле, теплоноситель — водяной пар имеет существенно меньшую температуру — 770—705 К, что снижает его энергетическую ценность. Если бы было возможно в качестве теплоносителя использовать не водяной пар, а непосредственно высокотемпературные продукты сгорания, то эксергетический КПД теплогенератора естественно увеличился бы до 80—90 %. Эксергетический анализ процесса производства теплоты из органического топлива позволяет установить пути повышения термодинамической эффективности процесса, заключающиеся в целесообразности повышения температуры подогрева воздуха, повышения параметров теплоносителя (пара или воды) и уменьшения механической неполноты сгорания топлива.

2.3.4. Теплообмен в топке котлоагрегата. Топка котельной установки служит для сжигания топлива и получения продуктов сгорания с высокой температурой, а также для организации теплообмена между высокотемпературной средой и поверхностями нагрева, расположенными в топке, этот процесс осложняется еще и тем, что в топке происходят одновременно горение топлива и движение продуктов сгорания. Источником излучения в топке является горящее топливо. Процесс излучения складывается из излучений топлива, газов и обратного излучения тепловоспринимающих и других ограждающих поверхностей.

Заметим, что твердые тела излучают энергию поверхностью, а газообразные — всем объемом. Так как энергия излучения газов CO_2, SO_2 и водяных паров H_2O значительна, а азота и кислорода — ничтожно мала, то считают, что в топках энергию излучают в основном трехатомные газы (CO_2, SO_2) и водяной пар (H_2O).

В топочном объеме наблюдается пространственное, несимметричное поле температур излучающей среды; максимальная температура, близкая к теоретической, располагается в зоне ядра факела, а минимальная — на выходе из топки.

Современный метод расчета теплообмена в топке, разработанный советскими учеными, основывается на приложении теории подобия к топочным процессам. Исходным выражением для расчета является уравнение подобия, предложенное ЦКТИ:

$$\theta''_т = T''_т / T_a = \mathrm{Bo}^{0,6} / (M\varepsilon_т^{0,6} + \mathrm{Bo}^{0,6}), \qquad (2.36)$$

где $\theta''_т$ — относительная температура продуктов сгорания на выходе из топочной камеры (безразмерная величина); $T''_т$ — абсолютная температура газов на выходе из топочной камеры, К; T_a — абсолютная температура газов, которая была бы при их адиабатическом сгорании, К; Bo — число Больцмана; M — параметр, учитывающий характер распределения температуры по высоте топочной камеры; $\varepsilon_т$ — степень черноты топки.

Уравнение подобия (2.36) справедливо для $\theta''_т \le 0{,}9$; $\mathrm{Bo} \le 19$.

$$\mathrm{Bo} = (\varphi \cdot B_р \cdot V_г c_{ср}) / (\sigma_0 \cdot \psi_{ср} \cdot F_{ст} \cdot T_a^3), \qquad (2.37)$$

где $\varphi = 1 - q_5/(q_1 + q_5)$ — коэффициент сохранения теплоты; $B_р$ — расчетный расход топлива, кг/с; $V_г c_{ср}$ — средняя суммарная удельная теплоемкость продуктов сгорания топлива, кДж/(кг · К); $\sigma_0 = 5{,}67 \cdot 10^{-8}$ — коэффициент излучения абсолютно черного тела, Вт/(м^2 · К^4); $\psi_{ср}$ — среднее значение коэффициента тепловой эффективности экранов; $F_{ст}$ — поверхность стен топки, м^2.

Суммарная площадь поверхностей стен топки $F_{ст}$ равна сумме площадей всех поверхностей, ограничивающих ее активный объем: экранированных и неэкранированных стен, свода, выходного окна, пода или верхней половины холодной воронки, а если топка слоевая, то еще и площади зеркала горения.

Лучевоспринимающая площадь поверхности топочного объема $F_л^т$ равна сумме лучевоспринимающих площадей поверхности $F_л$ отдельных ее участков: $F_л^т = \Sigma F_л$, м^2 ($F_л$ — это площадь непрерывной плоскости, которая по тепловосприятию эквивалентна действительной, не закрытой огнеупорными материалами и незагрязненной площади экрана).

$$F_л = F_{п\,л} \cdot \chi_ф. \qquad (2.38)$$

где $F_{п\,л}$ — площадь элемента стен топки, занятая лучевоспринимающей поверхностью, м^2; $\chi_ф$ — угловой коэффициент или фактор формы лучевоспринимающей поверхности данного участка, который зависит от конструктивных характеристик экранов. Значение $\chi_ф$ меняется от

1,0 для сплошных экранов, полностью экранирующих стены топки, до 0,4—0,7 — для однорядных гладкотрубных экранов, 0,1 — для теплоизолированных экранов.

Площадь элемента стен топки, занятую экранами, определяют по расстоянию между осями крайних труб экрана b, м, и по освещенной длине труб экрана l, м; $F_{\text{п л}} = bl$. Лучевоспринимающие поверхности, расположенные в выходном окне топочного объема и за ним (фестон, пароперегреватель, испарительные пучки труб), полностью поглощают падающий на выходное окно лучистый тепловой поток, поэтому в этом случае $\chi_{\text{ф}} = 1{,}0$. Отношение площади стен топочной камеры, занятой лучевоспринимающими поверхностями $F_{\text{л}}^{\text{т}}$, к полной площади ее стен $F_{\text{ст}}$ называется *степенью экранирования топки* χ;

$$\chi = F_{\text{л}}^{\text{т}} / F_{\text{ст}}.$$

В процессе эксплуатации экраны топки загрязняются, что приводит к уменьшению их тепловосприятия. В ряде случаев часть экранов ошиповывают и закрывают огнеупорной массой, что также приводит к уменьшению их эффективности, это учитывают при расчете вводом коэффициента загрязнения и закрывания экранов ζ. Значение коэффициента ζ зависит от типа экранов и вида сжигаемого топлива и в котлах может изменяться от 0,65 для гладкотрубных экранов при сжигании газообразного топлива до 0,10 для экранов, закрытых шамотным кирпичом при сжигании всех видов топлива.

Отношение количества лучистой теплоты, воспринятой лучевоспринимающей поверхностью определенного участка i стен топки к падающему на участок тепловому потоку, называют *коэффициентом тепловой эффективности лучевоспринимающей поверхности* ψ:

$$\psi = \zeta F_{\text{л}i} / F_{\text{ст}i}. \qquad (2.39)$$

Для неэкранированных участков стен топки $\psi = 0$. Среднее значение коэффициента тепловой эффективности всей топки рассчитывают с учетом всех экранированных и неэкранированных ее участков, т. е.

$$\psi_{\text{ср}} = \Sigma \zeta F_{\text{л}i} / F_{\text{ст}}. \qquad (2.40)$$

Площадь суммарной эффективной лучевоспринимающей поверхности $\Sigma\zeta F_{лi}$ топочной камеры, имеющей открытые гладкотрубные экраны и экраны, закрытые огнеупорным материалом, определяют из соотношения

$$\Sigma\zeta F_{лi} = \zeta_{откр}\Sigma F_{л\,откр} + \zeta_{закр}\Sigma F_{л\,закр},$$

где $\zeta_{откр}$ и $\zeta_{закр}$ — коэффициенты загрязнения и закрытия экранов; $F_{л\,откр}$ и $F_{л\,закр}$ — площади лучевоспринимающих поверхностей открытых и закрытых экранов, м^2.

Подставляя значение (2.38) в выражение (2.39), получаем

$$\psi = \zeta \cdot \chi.$$

Особенности процесса горения при расчете теплообмена в топке учитываются параметром M, величина которого зависит от относительного местоположения $x_т$ по высоте топочной камеры, максимума температур:

$$x_т = X_т/\text{Н},$$

где $X_т$ — расстояние от пода топки или середины холодной воронки топки до расположения зоны максимальных температур, м; H — высота топки, м, определяемая как расстояние по вертикальной оси топочной камеры от пода топки или середины холодной воронки до середины выходного окна топки (рис. 2.30).

В котельных установках с камерными топками основная масса топлива выгорает на уровне расположения горелочных устройств, поэтому $x_т = x_г$, где $x_г = X_г/H$ — величина, представляющая собой отношение высоты расположения осей горелок $X_г$ (от пода топки или середины холодной воронки) к высоте топки H. Влияние качества перемешивания топлива с воздухом, наклона горелок, характеристик топлива, качества распыливания жидкого топлива (от которого зависит положение максимума температур в топке) учитывается поправкой Δx так, что $x_т = x_г + \Delta x$.

При затянутом процессе горения и плохом начальном перемешивании топлива с воздухом величина $\Delta x = +0{,}1$; при наклоне горелок вниз $\Delta x = -0{,}1$. При сжигании газа или мазута с недостатком воздуха в горелках $\alpha_г < 1 \Delta x = 2(1 - \alpha_г)$. Для котельных установок паропроизводительностью меньше 35 т/ч при сжигании в топке газа или мазута принимают $\Delta x = 0{,}15$. Для котельных установок со слоевыми топками при сжигании твердого топлива

в тонком слое величина $x_т = 0$, а в толстом слое $x_т = 0{,}14$; для котельных установок малой мощности с подовым расположением горелок при сжигании газообразного топлива величина $x_т = 0$, а при сжигании мазута $x_т = 0{,}1$. Для топок с горизонтальным развитием факела (топки котельных агрегатов ДКВр, КЕ, ДЕ с низкой компоновкой) рекомендуется принимать величину $x_т = 0{,}3$.

Параметр M при сжигании газа и мазута рассчитывают по формуле

$$M = 0{,}54 - 0{,}2x_т;$$

при камерном сжигании высокореакционных твердых топлив и слоевом сжигании твердых топлив всех типов величина M равна:

$$M = 0{,}59 - 0{,}5x_т; \qquad (2.41)$$

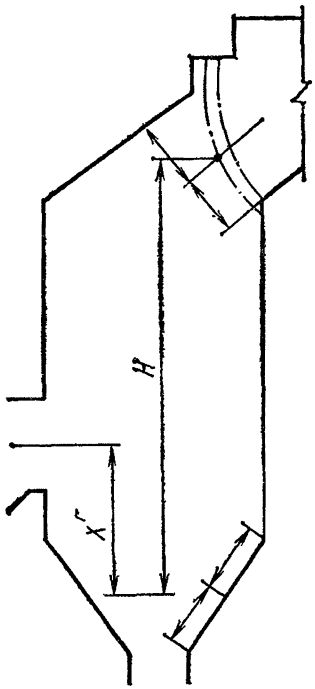


Рис. 2.30. Схема топки котлоагрегата для определения величин H и $x_т$

при камерном сжигании малореакционных твердых топлив (угля АШ и Т), а также каменных углей с высокой зольностью величину M определяют:

$$M = 0{,}56 - 0{,}5x_т. \qquad (2.41a)$$

Максимальное значение в формулах (2.41) и (2.41a) для камерных топок принимается не выше 0,5.

В уравнение (2.37) входит средняя суммарная удельная теплоемкость продуктов сгорания топлива $V_г c_{ср}$, которая определяется из теплового баланса топки:

$$V_г c_{ср} = (Q_т - h''_т)/(\vartheta_a - \vartheta''_т), \qquad (2.42)$$

где $Q_т$ — полезное тепловыделение в топке, кДж/кг, (кДж/м^3); h'' — энтальпия продуктов сгорания топлива на выходе из топки, кДж/кг, (кДж/м^3); ϑ_a — теоретическая температура горения топлива, °С; $\vartheta''_т$ — температура продуктов сгорания на выходе из топки, °С.

Полезное тепловыделение в топке, которое указано в уравнении (2.42), определяют из выражения

$$Q_т = [\, Q_р^р \cdot (100 - q_3 - q_4 - q_{6шл})/(100 + q_4)] + Q_в - Q_{в\,вн},$$

где $Q_р^р$ — располагаемая теплота, внесенная в топку; $Q_в$ — теплота, вносимая в топку воздухом; $Q_{в\,вн}$ теплота, полученная воздухом от внешних источников вне котельного агрегата. Все величины имеют размерность кДж/кг или кДж/м^3.

В выражение (2.42) входит теоретическая температура горения топлива ϑ_a, °С. Под этой величиной понимают температуру, которую имели бы продукты сгорания при полном сгорании топлива в адиабатных условиях (при отсутствии теплообмена с внешней средой), определяется из соотношения $\vartheta_a = Q_т/V_г c_г$. Следует отметить, что теоретическая температура горения топлива зависит только от теплоты, внесенной в топку с топливом и воздухом, и от коэффициента избытка воздуха α. В реальных условиях в топке процессы горения и теплообмена протекают одновременно, поэтому температура продуктов сгорания в топке всегда будет ниже теоретической. Учитывая, что средняя суммарная удельная теплоемкость продуктов сгорания топлива $V_г c_{ср}$ в выражении (2.42) зависит от искомой температуры продуктов сгорания на выходе из топки ϑ''_m. При расчете ориентировочно (с последующим уточнением) принимают температуру продуктов сгорания на выходе из топки ϑ''_m по табл. 2.3, значение которой должно быть ниже температуры начала деформации золы.

В исходное выражение (2.36) входит также величина степени черноты топки $\varepsilon_т$, которая влияет на тепловыделение и теплообмен в топке (чем больше размещено экранов и чище их поверхности, тем ниже величина $\varepsilon_т$, и наоборот). Степень черноты для слоевых и факельно-слоевых топок может быть найдена из выражения

$$\varepsilon_т = \frac{\varepsilon_ф + (1-\varepsilon_ф)\rho}{1-(1-\varepsilon_ф)(1-\rho)(1-\psi_{ср})}. \qquad (2.43)$$

Величину $\varepsilon_т$ определяют с учетом соотношения между площадью зеркала горения $F_{з.г}$ и площадью поверхности стен топки $F_{ст}$; $\rho = F_{з\,г}/F_{ст}$. В камерных топках $\rho = 0$, поэтому выражение (2.43) принимает вид

$$\varepsilon_m = \frac{\varepsilon_ф}{\varepsilon_ф + (1-\varepsilon_ф)\psi_{ср}}. \qquad (2.44)$$

Таблица 2.3. Значения температуры продуктов сгорания на выходе из топки ϑ''_m, °С

Тип топки и вид сжигаемого топлива	Паропроизводительность агрегата D, т/ч	
	< 20	> 20
Слоевые и факельно-слоевые топки		
антрациты АС и АМ	950	1000
каменные угли	950	1000
бурые угли	910	960
Торф и древесные отходы	850	900
Пылеугольные топки		
антрациты, полуантрациты и тощие угли	—	1000
каменные угли	—	1000
бурые угли	—	960
Топки для газа и мазута		
мазут	1000	1050
природный газ	1050	1010

В уравнения (2.43) и (2.44) кроме известных ранее обозначений, входит величина $\varepsilon_ф$ — *эффективная степень черноты факела*, зависящая от степени черноты светящейся и несветящейся части газовой среды, способа и вида сжигаемого топлива. Степень черноты факела рассчитывают по формуле

$$\varepsilon_ф = 1 - e^{-kps}, \qquad (2.45)$$

где k — коэффициент ослабления лучей топочной средой, 1/(м · МПа); p — давление в топке, МПа; s — эффективная толщина излучающего слоя, м [$s = 3{,}6(V_т/F_{ст})$].

Коэффициент ослабления лучей топочной средой k зависит от многих факторов, из которых основными являются: род сжигаемого топлива — отношение содержания в нем углерода к водороду в рабочей массе топлива; определяющее содержание сажистых частиц в пламени; массовая концентрация золы в газах и средний диаметр ее частиц, определяющие ослабление лучей золовыми частицами; наличие частиц кокса (при сжигании твердых топлив) и др. Для всех видов топлива ослабление лучей объясняется наличием смеси трехатомных газов в топочном объеме, так как в присутствии в спектрах продуктов сгорания полос с одинаковыми длинами волн часть энергии, излучаемой

одним газом, поглощается другим газом. Коэффициент ослабления лучей топочной средой k определяют при температуре продуктов сгорания на выходе из топки ϑ''_m:

$$k = k_{нс} + k_{зл} \cdot \mu_{зл} + k_{кокс} \varkappa_1 \cdot \varkappa_2,$$

где $k_{нс}$ — коэффициент ослабления лучей несветящейся частью продуктов сгорания, $k_{нс} = r_п \cdot k_г$; $r_п = r_{RO_2} + r_{H_2O}$ — суммарная объемная доля трехатомных газов; $k_г$, $k_{зл}$, $k_{кокс}$ — коэффициенты ослабления лучей трехатомными газами, золовыми и коксовыми частицами, 1/(м · МПа); $\mu_{зл}$ — концентрация золовых частиц, г/м^3; $\varkappa_1$ и $\varkappa_2$ — коэффициенты, учитывающие влияние концентрации коксовых частиц в факеле и зависящие от вида топлива ($\varkappa_1$) и способа его сжигания ($\varkappa_2$). Для низкореакционных топлив (АШ, ПА, Т) — $\varkappa_1 = 1{,}0$; для высокореакционных топлив — $\varkappa_1 = 0{,}5$; при камерном сжигании $\varkappa_2 = 0{,}1$, при слоевом — $\varkappa_2 = 0{,}03$; $k_г$, $k_{зл}$, $k_{кокс}$ определяют по эмпирическим формулам, приведенным в Нормативном методе теплового расчета котельных агрегатов [18].

При сжигании жидкого и газообразного топлива эффективную степень черноты факела рассчитывают по формуле

$$\varepsilon_ф = m\varepsilon_{св} + (1 - m) \cdot \varepsilon_г,$$

где m — коэффициент усреднения, зависящий от теплового напряжения топочного объема и вида сжигаемого топлива; $\varepsilon_{св}$ и $\varepsilon_г$ — степени черноты факела, которые имели бы место при заполнении всей топки соответственно светящимися или несветящимися факелом.

В топке с тепловым напряжением объема топки $q_V \leq$ ≤ 400 кВт/м^3 коэффициент m при сжигании газообразного топлива равен 0,1, а при сжигании мазута $m = 0{,}55$; при $q_V \geq$ ≥ 1200 кВт/м^3 для газообразного топлива $m = 0{,}6$, а для мазута $m = 1{,}0$. Степень черноты светящейся части факела равна:

$$\varepsilon_г = 1 - e^{-k_{св} ps},$$

а несветящейся части (газов)

$$\varepsilon_г = 1 - e^{-k_{нс} ps}.$$

Коэффициент ослабления лучей светящейся частью продуктов сгорания

$$k_{св} = k_{нс} + k_{саж},$$

где $k_{саж} = f(\varepsilon_т, \vartheta''_1, C^r, H^r)$; C^r, H^r — содержание углерода и водорода в топливе, %; $k_{саж}$ — определяют по эмпирическим формулам.

Правильность определения величин $V_г$, $c_{ср}$ и $\varepsilon_ф$ оценивают по расхождению значений температуры продуктов сгорания на выходе из топки ϑ''_m, принятой предварительно и полученной в результате расчета по формуле (2.36). При расхождении не более чем на ± 50 °С ошибка в определении $V_г$, $c_{ср}$ и $\varepsilon_ф$ очень мала и практически не влияет на точность расчета температуры ϑ''_m. Если же эта температура отличается от предварительно принятой более чем на ± 50 °С, то найденную в результате расчета температуру ϑ''_m следует принять за исходную, затем уточнить значения $V_г$, $c_{ср}$ и $\varepsilon_ф$ и повторить расчет по формуле (2.36).

Для обеспечения надежной и бесперебойной работы котельного агрегата при сжигании твердого топлива необходимо, чтобы температура продуктов сгорания на выходе из топки ϑ''_m не выходила за определенные пределы. Нижний предел ее установлен из условий устойчивого горения топлива (табл. 2.4). Если в топочной камере низкая температура, то затрудняется воспламенение топлива, ухудшается его выгорание как в слое, так и в объеме факела.

Таблица 2.4. Минимально допустимые температуры продуктов сгорания, °С, на выходе из топочной камеры

Топливо	Тип топки	
	слоевая	камерная открытая
Кусковой торф	700	—
Бурые угли	720	800
Каменные угли	730	820
Антрацит и тощие угли	800	860

Верхний предел — максимальная температура газов на выходе из топки — ограничивается необходимостью предотвращения шлакования поверхностей нагрева (экранов, фестона, конвективной поверхности), расположенных в выходном окне топочной камеры. При сжигании твердых топлив температура газов на выходе из топочной камеры должна быть не выше средних температур начала деформации золы t_A. Для топочных камер, в которых сжигаются газообразные и жидкие топлива, ограничений температуры продуктов сгорания на выходе из топочной камеры практически нет, так как возможность шлакования поверхностей нагрева отсутствует. Некоторые ограни-

чения накладываются условиями эксплуатации конвективных поверхностей нагрева и технико-экономическими показателями котельной установки. Так, например, не рекомендуется, чтобы температура газов на выходе из топочной камеры превышала 1250 °С для газа и 1200 °С для мазута (табл. 2.3).

Тепловосприятие топочной камеры. Тепловосприятие топочной камеры в расчете на 1 кг ($м^3$) сгоревшего топлива определяют (в кДж/кг или кДж/$м^3$)

$$Q_л^т = \varphi(Q_т - h_т''),$$

где $h_т''$ — энтальпия продуктов сгорания на выходе из топки, кДж/кг (кДж/$м^3$); φ — коэффициент сохранения теплоты.

Среднюю часовую удельную тепловую нагрузку лучевоспринимающих поверхностей в топочной камере (кВт/$м^2$) подсчитывают по формуле

$$q_л^{ср} = (B_р Q_л^т)/H_л^т.$$

Если топка типового котельного агрегата не соответствует заданным условиям (виду топлива, паропроизводительности и т. д.) и необходима ее существенная реконструкция, то выполняют конструктивно-поверочный расчет теплообмена в то́пке. Конструктивно-поверочный расчет производят после определения основных размеров топки, включая объем, площадь колосниковой решетки и основные габаритные размеры. Целью расчета является определение лучевоспринимающей поверхности топки, обеспечивающей охлаждение топочных газов до температуры, принятой по условиям оптимального теплового режима работы топки.

2.3.5. Теплообмен в конвективных поверхностях нагрева. Поверхности нагрева, расположенные за топкой в газоходах котельного агрегата, воспринимают теплоту, переданную в основном конвекцией, в связи с чем и называются конвективными поверхностями нагрева. К таким поверхностям относятся пароперегреватель, котельный пучок труб, водяной экономайзер и воздухоподогреватель. Интенсивность конвективного теплообмена зависит от скорости движения продуктов сгорания и обогреваемой среды; температур потока продуктов сгорания и среды, воспринимающей теплоту; физических свойств рабочих веществ; характера омывания поверхности нагрева (продольное, поперечное, смешанное); конструктивных характеристик

поверхностей нагрева; характера потока (турбулентный, ламинарный) и т. д.

В основе расчета всех конвективных поверхностей нагрева лежат два уравнения:

1) уравнение теплового баланса

$$Q_б = \varphi(h' - h'' + \Delta\alpha h''_{прс}); \qquad (2.46)$$

2) уравнение теплообмена в рассматриваемой поверхности нагрева, кДж/кг (кДж/м³)

$$Q_т = kF\Delta t/B_р, \qquad (2.47)$$

где k — коэффициент теплопередачи рассчитываемой поверхности, Вт/(м² · К); F — расчетная площадь конвективной поверхности нагрева, м²; Δt — средний логарифмический температурный напор, °С.

Теплоту, воспринятую обогреваемой средой $Q_б$, для различных элементов котельного агрегата определяют:

для конвективных испарительных поверхностей нагрева — по уравнению (2.46);

для пароперегревателя

$$Q_{б_{пе}} = (D/B_р)(h_{пе} - h_{нп}) - Q'_л,$$

где D — расход пара через пароперегреватель, кг/с; $h_{пе}$, $h_{нп}$ — энтальпии перегретого и насыщенного пара, кДж/кг; $Q'_л$ — теплота, полученная поверхностью пароперегревателя излучением из топки, кДж/кг;

для водяного экономайзера

$$Q_{б\,эк} = (D_в/B_р)(h''_{в\,э} - h'_{в\,э}),$$

где $D_в$ — расход воды через водяной экономайзер, кг/с; $h''_{в\,э}$, $h'_{в\,э}$ — энтальпии воды после водяного экономайзера и до него, кДж/кг;

для воздухоподогревателя

$$Q_{б.вп} = (\beta''_{в.п} + 0{,}5\Delta\alpha_{в.п} + \beta_{рц})(h^0_{в\,п}'' - h^0_{в\,п}'),$$

где $\beta''_{в\,п}$ — отношение количества воздуха за воздухоподогревателем к теоретически необходимому; $\beta_{рц}$ — доля рециркулирующего воздуха в воздухоподогревателе; $\Delta\alpha_{в\,п}$ — присос воздуха в рассчитываемой поверхности воздухоподогревателя; $h^0_{в\,п}''$ *и* $h^0_{в\,п}'$ энтальпии теоретически необходимого количества воздуха при температурах соответственно на выходе из воздухоподогревателя и входе в него, кДж/кг (кДж/м³).

Интенсивность работы конвективных поверхностей нагрева определяется в основном коэффициентом теплопередачи k. Поверхности нагрева котельного агрегата выполняют из труб с малым отношением толщины стенки к диаметру, поэтому при расчете влиянием кривизны стенки пренебрегают, вследствие чего коэффициент теплопередачи можно определять так же, как для плоских поверхностей нагрева, Вт/(м^2 · К):

$$k = (1/\alpha_1 + \delta_{ст}/\lambda_{ст} + \delta_з/\lambda_з + \delta_н/\lambda_н + 1/\alpha_2)^{-1},$$

где $1/\alpha_1$ — термическое сопротивление теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке, м^2 · К/Вт; $\delta_{ст}/\lambda_{ст}$ — термическое сопротивление металлической стенки трубы, м^2 · К/Вт; $\delta_з/\lambda_з$ — термическое сопротивление слоя загрязнения со стороны продуктов сгорания, м^2 · К/Вт; $\delta_н/\lambda_н$ — термическое сопротивление слоя загрязнений со стороны нагреваемого теплоносителя (вода, пар, воздух), м^2 · К/Вт; $1/\alpha_2$ — термическое сопротивление теплоотдачи от стенки к нагреваемому теплоносителю (вода, пар воздух), м^2 · К/Вт.

Следует отметить, что термическое сопротивление металлической стенки $\delta_{ст}/\lambda_{ст}$ незначительно и термическое сопротивление слоя загрязнений $\delta_н/\lambda_н$ со стороны нагреваемого теплоносителя (воды, пара, воздуха) также мало, поэтому их значениями при расчете часто можно пренебречь. Влияние термических сопротивлений загрязнений поверхности со стороны продуктов сгорания $\delta_з/\lambda_з$ обычно учитывают введением поправочного коэффициента ε, который называется *коэффициентом загрязнения*. При указанных упрощениях уравнение для расчета коэффициента теплопередачи, Вт/(м^2 · К), принимает вид:

$$k = (1/\alpha_1 + 1/\alpha_2)^{-1} = \alpha_1\alpha_2/(\alpha_1 + \alpha_2). \qquad (2.48)$$

Следует отметить, что термическое сопротивление теплоотдачи от стенки к нагреваемому теплоносителю (вода, пар) $1/\alpha_2$ значительно меньше, чем термическое сопротивление теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке $1/\alpha_1$. Так, для насыщенного водяного пара α_2 = 12 000—70 000 Вт/(м^2 · К), для горячей воды α_2 = 5000—17 500 Вт/(м^2 · К). Поэтому величиной $1/\alpha_2$ в выражении (2.48) можно пренебречь, и тогда

$$k \approx \alpha_1.$$

Для перегретого водяного пара величина коэффициента теплоотдачи значительно меньше и составляет α_2 = 1150—3500 Вт/(м^2 · К), а для воздуха α_2 = 17—40 Вт/(м^2 · К), т. е. его

величина соизмерима с коэффициентом теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке α_1. Поэтому при расчете пароперегревателей и воздухоподогревателей термическое сопротивление от стенки к нагреваемому теплоносителю $1/\alpha_2$ учитывают и коэффициент теплопередачи определяют из выражения (2.48).

Коэффициент теплопередачи:

для испарительных поверхностей нагрева и водяных экономайзеров

$$k \approx \alpha_1/(1 + \varepsilon\alpha_1);$$

для пароперегревателей

$$k = \alpha_1/[1 + (\varepsilon + 1/\alpha_2)\cdot\alpha_1].$$

В этих случаях коэффициент загрязнения ε, м$^2\cdot$К/Вт, рассчитывают по формуле

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \cdot C_d \cdot C_{фр} + \Delta\varepsilon,$$

где ε_0 — исходный коэффициент загрязнения, определяемый по рекомендациям [18 п. 7-Б.д]; C_d — поправка на диаметр d труб; $C_{фр}$ — поправка на фракционный состав золы (для углей $C_{фр} = 1$, для торфа $C_{фр} = 0{,}7$); $\Delta\varepsilon$ — поправочный коэффициент, зависящий от вида поверхности нагрева (например, для одноступенчатого экономайзера $\Delta\varepsilon = 0{,}002$).

В коридорных и шахматных пучках при сжигании газа и мазута, а также при сжигании твердого топлива в котлах малой мощности коэффициент теплопередачи k подсчитывают по следующим формулам:

для испарительных поверхностей нагрева и водяных экономайзеров

$$k = \psi\alpha_1;$$

для пароперегревателей

$$k = \psi[\alpha_1 \cdot \alpha_2/(\alpha_1 + \alpha_2)],$$

где ψ — коэффициент тепловой эффективности поверхности нагрева, который может изменяться от 0,55 до 0,8 в зависимости от вида сжигаемого топлива и типа поверхности нагрева;

для воздухоподогревателей

$$k = \xi_{в.п}[\alpha_1\alpha_2/(\alpha_1 + \alpha_2)],$$

где $\xi_{в.п}$ — коэффициент использования поверхности воздухоподогревателя. Для мазута, природного газа и древесного топлива $\xi = 0{,}65$—$0{,}70$, для остальных топлив $\xi = 0{,}75$—$0{,}80$.

При определении коэффициента теплоотдачи α_1 в ряде случаев наряду с конвективным теплообменом в газоходах котла необходимо учитывать излучение трехатомных газов. При этом допускают определенную условность и принимают, что коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2 · К), равен:

$$\alpha_1 = \omega \cdot \alpha_к + \alpha_л,$$

где ω — коэффициент использования конвективного пучка, учитывающий уменьшение тепловосприятия поверхности нагрева вследствие неравномерного омывания ее газами и частичного перетекания газов мимо пучка. Для поперечно омываемых пучков труб современных котлов $\omega = 1{,}0$; для смежно омываемых пучков труб $\omega = 0{,}95$; для ширм, расположенных вверху топочного объема, в зависимости от скорости газов $\omega = 0{,}7$—$0{,}85$.

В котельном агрегате, как правило, конвективные испарительные поверхности нагрева, пароперегреватель и водяной экономайзер омываются снаружи поперечным потоком продуктов сгорания, а воздухоподогреватель — продольным потоком. Коэффициент теплоотдачи конвекцией в поперечно омываемом коридорном пучке труб определяют нз уравнения

$$\alpha_к = 0{,}2 C_z C_s \frac{\lambda}{d}\left(\frac{w \cdot d}{\nu}\right)^{0{,}65} \mathrm{Pr}^{0{,}33},$$

где C_z — коэффициент, учитывающий число рядов труб z по ходу пазов в газоходе; при $z_2 < 10$ $C_z = 0{,}91 + 0{,}0125(z_2 - 2)$, а при $z_2 > 10$ $C_z = 1{,}0$; C_s — коэффициент, учитывающий геометрическую компоновку пучка труб; он определяется в зависимости от относительных продольного σ_2 и поперечного σ_1 шагов

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

где $\sigma_1 = s_1/d$; $\sigma_2 = s_2/d$; s_1 и s_2 — шаги труб соответственно по ширине и глубине газохода, м; при $\sigma_2 \geq 2$ или $\sigma_1 \leq 1{,}5$ $C_s = 1{,}0$; λ — коэффициент теплопроводности газов при средней температуре потока, Вт/(м · К); d — наружный диаметр труб, м; w — скорость газов, м/с; ν — коэффициент кинематической вязкости газов при средней температуре потока, м^2/с; Pr — число Прандтля, $\mathrm{Pr} = 1000\nu c_p \rho/\lambda$ c_p — средняя теплоемкость газов, кДж/(кг · К); ρ — плотность газов, кг/м^3.

В поперечно омываемых шахматных пучках труб котельного агрегата коэффициент теплоотдачи (Вт/(м^2 · К) определяют по формуле

$$\alpha_к = C_z C_s \frac{\lambda}{d}\left(\frac{w \cdot d}{\nu}\right)^{0,6} \mathrm{Pr}^{0,33},$$

где C_s — коэффициент, определяемый в зависимости от σ_1 и φ_σ; $\varphi_\sigma = (\sigma_1 - 1)/(\sigma'_2 - 1)$; σ'_2 — средний относительный диагональный шаг труб; $\sigma'_2 = \sqrt{\sigma_1^2/4 + \sigma_2^2}$; при $0,1 < \varphi_\sigma \le 1,7$ и при $\varphi_\sigma < 1,7$ и $\sigma_1 \ge 3,0$ $C_s = 0,34\varphi_\sigma^{0,1}$; при $1,7 < \varphi_\sigma \le 4,5$ и $\sigma_1 < 3$ $C_s = 0,275\varphi_\sigma^{0,5}$; $C_z = 1,0$ при $z_2 \ge 10$; $C_z = 4$ при $z_2 < 10$ и $\sigma_1 \ge 3,0$.

При продольном омывании трубчатых поверхностей нагрева коэффициент теплоотдачи конвекцией определяют:

$$\alpha_к = 0,023\frac{\lambda}{d_э}\left(\frac{w d_э}{\nu}\right)^{0,8} \mathrm{Pr}^{0,4} C_t C_d C_l,$$

где $d_э$ — эквивалентный диаметр, м (при движении продуктов сгорания внутри цилиндрических труб $d_э$ равен внутреннему диаметру трубы; при движении газов в трубах некруглого сечения и при продольном омывании пучков труб — $d_э = 4f/v$, где f — площадь живого сечения газохода, м^2; v — омываемый периметр; C_t — коэффициент, зависящий в общем случае от температуры воды и стенки; для воды и пара, а также при охлаждении газов $C_t = 1,0$; при нагревании продуктов сгорания и воздуха $C_t = (T/T_{ст})^{0,5}$, где T и $T_{ст}$ — температура газа воздуха и стенки, К; C_d — коэффициент, вводимый при течении в кольцевых каналах и при одностороннем обогреве поверхности; он меняется от 0,85 до 1,5; при двустороннем обогреве $C_d = 1,0$; C_l — коэффициент, зависящий от длины канала при продольном омывании труб; он вводится для учета интенсификации теплообмена на начальном участке продольно обтекаемого канала и может изменяться от 2,0 до 1,0; при длине канала $l > 50$ а $C_l = 1,0$.

Расчетную скорость газового потока w определяют по его объемному расходу $V_с$:

$$w = V_с/f.$$

Объемный расход продуктов сгорания $V_с$, м^3/с, при температуре среды $\vartheta_г^{ср}$, °С, равен:

$$V_с = B_р V_г (273 + \vartheta_г^{ср})/273;$$

для воздуха

$$V_с = \beta B_р V^o (273 + t_в^{ср})/273;$$

для пара

$$V_с = Dv_{ср},$$

где $B_р$ — расчетный расход топлива, кг/с; D — расход пара, кг/с; $V_г$ — объем продуктов сгорания, м^3/кг; $v_{ср}$ — средний удельный объем пара, м^3/кг; V^o — теоретически необходимый объем воздуха, м^3/кг; β — отношение действительного объемного расхода воздуха в воздушном тракте к теоретически необходимому; $\vartheta_г^{ср}$ — средняя температура продуктов сгорания, °С; $t_в^{ср}$ — средняя температура воздуха, °С.

Площадь живого сечения f, м^2, определяют по формулам: для поперечного омывания и гладких труб

$$f = ab - Z_1 dl;$$

для продольного омывания труб снаружи

$$f = ab - (Z_2 \pi d^2/4);$$

при течении среды внутри труб

$$f = Z_2 \pi d_{вн}^2/4,$$

где a и b — поперечные размеры газохода в свету, м; Z — число труб в одном ряду по ширине пучка; Z_2 — число труб в газоходе; l — омываемая газами длина труб, м; d, $d_{вн}$ — наружный и внутренний диаметр труб, м.

В газоходах всегда имеются участки с одинаковым характером омывания продуктами сгорания поверхностей нагрева, но различными живыми сечениями. Поэтому в расчет вводится средняя площадь сечения, м^2:

$$f_{ср} = [2f'f''/(f' + f'')],$$

где f' и f'' — площади живого сечения соответственно при входе и выходе продуктов сгорания, м^2.

Коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_л$ [Вт/(м^2 · К)] продуктов сгорания определяют из уравнения

$$\alpha_л = 5{,}67 \cdot 10^{-8} \frac{\varepsilon_з + 1}{2} T^3 \frac{1 - (T_з/T)^n}{1 - T_з/T} \varepsilon_1,$$

где $\varepsilon_з$ — степень черноты загрязненной лучевоспринимающей поверхности; T — температура продуктов сгорания, К, определяемая как среднеарифметическая температур газов на входе в поверхность нагре-

ва и выходе из нее К; $T_з$ — температура загрязненной лучевоспринимающей поверхности, К; n — показатель степени; для запыленного газового потока $n = 4$, для незапыленного (при отсутствии золы) $n = 3{,}6$; ε_1 — степень черноты потока продуктов сгорания при расчетной температуре, определяемая по формуле (2.45), в которой kps — суммарная оптическая толщина газового потока [18, п. 7—33].

Температуру загрязненной лучевоспринимающей поверхности $T_з$ определяют из выражения

$$T_з = t + (\varepsilon_з + 1/\alpha_2) \cdot [B_р(Q + Q_л)/F],$$

где t — средняя температура среды, протекающей внутри труб, °С (для кипящих жидкостей принимают равной температуре насыщения, в остальных случаях — равна среднеарифметической из начальной и конечной температур); $\varepsilon_з$ — коэффициент загрязнения, м$^2 \cdot$ К/Вт; при сжигании газа величина $\varepsilon_з = 0$; при сжигании жидкого и твердого топлива в зависимости от вида топлива и типа тепловоспринимающих поверхностей котла величина $\varepsilon_з = 0{,}003$—$0{,}006$; расчет $\varepsilon_з$ в этом случае проводится по эмпирическим формулам [18]; α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки к внутренней среде, Вт/(м^{2}К) (учитывают только при расчете пароперегревателя); Q — теплота, воспринятая поверхностью нагрева, определяемая из уравнений баланса (2.46) по предварительно принятой конечной температуре одной из сред, кДж/кг; $Q_л$ — теплота восприятия поверхностью нагрева излучением из топочной камеры или из объема перед поверхностью нагрева, кДж/кг; F — площадь поверхности нагрева рассчитываемого элемента, м^2.

Температурный напор есть средняя по всей поверхности нагрева разность температур сред, участвующих в теплообмене. Величина температурного напора зависит от взаимного направления движения сред, если в пределах поверхности нагрева их температуры изменяются. Если температура одной среды в пределах поверхности нагрева не изменяется (например, парообразующие поверхности нагрева), то температурный напор от взаимного направления движения сред не зависит. Параллельное движение греющей и нагреваемой сред навстречу друг другу называют *противоточным*, а в одну сторону — *прямоточным*. Перпендикулярное направление движения одной среды по отношению с другой называют *перекрестным* током. В ряде случаев применяют элементы поверхностей нагрева с комбинированными прямоточными и противоточными, а также с параллельным и перекрестным движением сред. Так, в пароперегревателях используют схемы с последовательно- и

параллельно-смешанными токами, в змеевиковых экономайзерах — с параллельно-смешанным током, в воздухоподогревателях — с поперечным током теплоносителей.

Наибольший возможный температурный напор достигается при противотоке, а наименьший — при прямотоке. При постоянстве массового расхода теплоносителей и коэффициента теплопередачи для выбранной поверхности нагрева средний температурный напор (°С) для прямоточной и противоточной схем движения сред определяют среднелогарифмической разностью температур греющей и нагреваемой сред:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{2{,}3\lg(\Delta t_б / \Delta t_м)},$$

где $\Delta t_б$ — разность температур сред в той части поверхности нагрева, где она наибольшая, °С; $\Delta t_м$ — разность температур сред н в той части поверхности нагрева, где она наименьшая, °С.

Если значения большей и меньшей разности температур мало отличаются друг от друга ($\Delta t_б / \Delta t_м < 1{,}7$), то без большой погрешности средний температурный напор определяется как среднеарифметическая разность температур двух сред, °С:

$$\Delta t = (\Delta t_б + \Delta t_м)/2.$$

Средний температурный напор для схем, отличных от прямотока и противотока, определяют из уравнения

$$\Delta t = \psi \Delta t_{прт},$$

где $\Delta t_{прт}$ — температурный напор в противоточной схеме; ψ — коэффициент при перекрестном токе, зависящий от числа ходов и величины приращения температуры греющей и нагреваемой сред (определяется по двум безразмерным параметрам по номограмме [18]).

С увеличением числа ходов перекрестный ход приближается к параллельному току или противотоку сред, поэтому при числе ходов, больше четырех, коэффициент $\psi = 1$; при однократном перекрестном токе коэффициент $\psi = 0{,}7$.

2.3.6. Теплообмен в поверхностях нагрева атомных парогенераторов. Парогенератор атомной станции (АЭС или АТЭЦ) — рекуперативный теплообменный аппарат, служащий для производства рабочего пара за счет теплоты, вносимой в него теплоносителем. В двухконтурных атомных станциях теплоноситель парогенератора получает теплоту в ядерном реакто-

ре, а в трехконтурных — от теплоносителя первого контура в промежуточном теплообменнике. Парогенератор в общем случае состоит из водяного экономайзера, испарителя, пароперегревателя и промежуточного пароперегревателя, выполненных в одном блоке или раздельно. Как правило, в атомных парогенераторах, особенно в его испарительной зоне, организуется естественная циркуляция рабочего тела; трубчатый теплообменник пароперегревателя погружен в объем нагреваемой среды так, что по трубам движется теплоноситель, а нагрев питательной воды и ее испарение происходят в межтрубном пространстве. Теплопередающая поверхность парогенераторов может быть составлена либо из прямых труб, либо из змеевиков различного вида, которые обеспечивают самокомпенсацию при разности температурных удлинений корпуса и труб.

Различают парогенераторы с горизонтально расположенными теплообменными аппаратами корпусного типа (в энергоблоках с реакторами ВВЭР-440 и ВВЭР-1000) и парогенераторы вертикального типа (прямоточные и с естественной циркуляцией). Для увеличения температурного напора парогенераторная установка может иметь выделенный отдельно водяной экономайзер, однако в нем всегда коэффициент теплоотдачи ниже, чем у испарительных поверхностей нагрева, и поэтому выигрыш в суммарной поверхности нагрева парогенераторов в целом будет только в случае, если $\Delta t_{в.э} k_{в.э} > \Delta t_{исп} k_{исп}$, т. е. если рост температурного напора будет больше уменьшения коэффициента теплопередачи: $\Delta t_{в.э}/\Delta t_{исп} > k_{исп}/k_{в.э}$ (где $\Delta t_{в.э}$ и $\Delta t_{исп}$ — температурные напоры в водяном экономайзере и испарителе; $k_{исп}$ и $k_{в.э}$ — коэффициенты теплопередачи в испарителе и водяном экономайзере). Минимальный температурный напор $\Delta t_{мин}$ имеет большое значение при выборе давления насыщенного пара: чем больше $\Delta t_{мин}$, тем меньше поверхность нагрева парогенератора и его стоимость. Обычно величина $\Delta t_{мин} = 10—15$ °С и отсчитывается от конечной температуры охлаждения теплоносителя в парогенераторе (ПГ).

В основе теплового расчета лежат: уравнения теплового баланса

$$Q_{пг} = G(h_1 - h_2)\eta_{пг} = (D_п + G_{пр})(h' - h_{пв}) + \\ + D_п(h'' - h') + D_п(h_п - h''),$$

где $Q_{пг}$ — мощность, Вт; G — расход теплоносителя, кг/с; $D_п$ — расход рабочего тела, кг/с; $h_{пв}$, h', h'', $h_п$, h_1, h_2 — соответственно энтальпии

питательной воды, воды при температуре насыщения, насыщенного пара, перегретого пара, теплоносителя на входе и выходе из ПГ, кДж/кг; $\eta_{пг}$ — КПД парогенератора, равный 0,97—0,99; $G_{пр}$ — расход воды на продувку парогенератора, кг/с;

уравнения материального баланса:

$$G = \Sigma G_i;\ D = D\text{э} = D_{п} + G_{пр},$$

где G_i — расход теплоносителя по параллельным ветвям контура, кг/с.

Чем больше разность энтальпий теплоносителя, тем меньше может быть его расход и, следовательно, меньше затраты электроэнергии на собственные нужды. Для водяного теплоносителя в современных конструкциях ПГ перепад температур теплоносителя составляет около 30 °С, что приводит на мощных станциях к очень большим поверхностям нагрева. При тепловом расчете парогенератора учитывают тепловые потери с продувкой парогенератора. Расход воды на продувку ПГ $G_{пр} = 0{,}005D_{п}$.

Поскольку абсолютные значения температуры теплоносителя в ПГ невелики, при расчете теплообмена учитывают только его конвективную составляющую. В этом случае уравнение теплоотдачи записывается так:

$$Q_{пг} = F_{р}k\Delta t_{ср};\quad \Delta t_{ср} = (\Delta t_{б} - \Delta t_{м})/\ln(\Delta t_{б}/\Delta t_{м})$$

где $F_{р}$ — площадь поверхности нагрева, м^2; k — средний коэффициент теплопередачи, Вт/(м$^2 \cdot$ К); $\Delta t_{ср}$ — средний температурный напор, К; $\Delta t_{б}$ и $\Delta t_{м}$ — большая и меньшая разность температур теплоносителя и рабочего тела в ПГ, К.

Коэффициент теплопередачи k, отнесенный к наружной поверхности труб парогенератора, рассчитывают так же, как для конвективных поверхностей нагрева теплогенераторов на органическом топливе. Однако в рассматриваемом случае высокая чистота теплоносителя практически исключает образование отложений на поверхностях нагрева, влияющих на теплообмен. Конструктивными и эксплуатационными мероприятиями можно не допустить образования отложений и со стороны рабочего тела. Если возможность образования отложений не исключена, то необходимо учитывать их влияние при расчете коэффициента теплопередачи k, поскольку значения λ, солей жесткости (соли кальция и магния) составляет 0,5—1,2 Вт/(м $\cdot$ К); допустимая толщина отложений — не более 0,2 мм.

При расчете теплообмена в испарительных поверхностях нагрева ПГ коэффициент теплоотдачи α_2 от стенки к рабочему телу при кипении его на погруженной поверхности рассчитывают по формулам:

$$\alpha_2 = \alpha_w \text{ при } \alpha_к/\alpha_w < 0{,}5;$$

$$\frac{\alpha_2}{\alpha_w} = \frac{4\alpha_w + \alpha_к}{5\alpha_w - \alpha_к} \text{ при } 0{,}5 \le \alpha_к/\alpha_w \le 2;$$

$$\alpha_2 = \alpha_к \text{ при } \alpha_к/\alpha_w \ge 2,$$

где

$$\alpha_к = 0{,}075\left[1+10\left(\frac{\rho_п}{\rho_ж - \rho_п}\right)^{2/3}\right]\cdot\left(\frac{\lambda^2}{\lambda\sigma T_s}\right)^{1/3} q^{2/3}.$$

Для воды

$$\alpha_к = 3{,}4(10\cdot p)^{0{,}18} q^{2/3}/(1 - 0{,}045p),$$

здесь: $\alpha_к$ — коэффициент теплоотдачи при пузырьковом кипении в большом объеме, не зависящий от скорости движения среды, Вт/(м$^2\cdot$К); α_w — коэффициент теплоотдачи при турбулентном режиме течения однофазной жидкости (без явлений кипения), Вт/(м$^2\cdot$К); $\rho_ж$ и $\rho_п$ — плотности жидкости и пара, кг/м^3; λ, ν и σ — соответственно коэффициенты теплопроводности [Вт/(м$\cdot$К)] кинематической вязкости, м^2/с и поверхностного натяжения, (Н/м); T_s — температура насыщения, К; p — давление, МПа; q — плотность теплового потока, Вт/м^2.

Расчет величины α_2 проводят методом последовательных приближений, принимая в качестве первого значения q:

$$q \approx \Delta t_{ср}[1{,}3(1/\alpha_1 + R_{ст})]^{-1};$$

$$R_{ст} = \frac{d_н}{2\lambda_{ст}} \lg(d_н/d_{в\,н}),$$

где $R_{ст}$ — термическое сопротивление стенки трубы, м$^2\cdot$К/Вт; α_1 — коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к стенке, Вт/(м$^2\cdot$К); $\lambda_{ст}$ — коэффициент теплопроводности стенки, Вт/(м$\cdot$К); $d_н$ и $d_{в\,н}$ — наружный и внутренний диаметр трубы, м.

Площадь теплопередающей поверхности ПГ в расчетах выбирают с некоторым запасом; коэффициент запаса $K_з = 1{,}15 \div 1{,}2$ учитывает возможные образования отложений. При расчете теплообмена в вертикальном ПГ с естественной

циркуляцией уравнения теплового и материального балансов составляют с учетом процессов смешения воды в опускном участке пароводяного контура ПГ. В таком парогенераторе питательная вода поступает в опускной участок контура циркуляции, где нагревается при смешении с отсепарированной водой из циклонов, а также за счет теплоты конденсации пара, небольшое количество которого может содержаться в отсепарированном виде из-за неполного разделения пароводяной смеси в циклонах.

При расчете теплообмена в пароперегревателе с *естественной циркуляцией* при параллельном соединении пароперегревателя с испарителем температуру теплоносителя на выходе из испарителя и температуру пароперегревателя принимают равной t_1''. Уравнение теплового баланса для ПГ в целом остается аналогичным вышеприведенному, а уравнение материального баланса по теплоносителю имеет вид:

$$G = G_{\text{и}} + G_{\text{п}},$$

где G, $G_{\text{и}}$, $G_{\text{п}}$ — соответственно расходы теплоносителя через парогенератор, испаритель и пароперегреватель, кг/с.

Уравнение теплового баланса испарителя

$$G_{\text{и}}(h_1 - h_2)\,\eta_{\text{пг}} = (D_{\text{п}} + G_{\text{пр}})(h' - h_{\text{пв}}) + D_{\text{п}}(h'' - h'),$$

уравнение теплового баланса пароперегревателя

$$G_{\text{п}}(h_1 - h_2)\,\eta_{\text{пг}} = D_{\text{п}}(h_{\text{пп}} - h'').$$

Из этих уравнений находят расходы теплоносителя через испаритель. В целом тепловой расчет пароперегревателя атомных станций целиком основан на применении стандартных методов расчета конвективных теплообменников с учетом технологических и конструктивных особенностей этих агрегатов.

2.3.7. Аэродинамический расчет котельного агрегата. Подача воздуха на горение и отвод продуктов сгорания в необходимых количествах обеспечиваются путем реализации газовоздушных систем с естественной или искусственной тягой. В системе с естественной тягой (применяемой в котельных агрегатах малой мощности с невысокими аэродинамическими сопротивлениями по газовому тракту) сопротивления движению воздуха и продуктов сгорания преодолеваются за счет разности давлений

воздуха, поступающего в топку, и продуктов сгорания, удаляемых через дымовую трубу в атмосферу. В этом случае весь газовоздушный тракт котлоагрегата находится под разрежением. В случае если котел оборудован экономайзером и воздухоподогревателем и его сопротивление по газовому тракту превышает 1000 Па, систему газовоздушного тракта оборудуют дополнительными вентиляторами для ввода воздуха в топочный объем котлоагрегата и дымососом для удаления из котла продуктов сгорания. В котельном агрегате с уравновешенной тягой воздушный тракт работает под избыточным давлением, а газовый тракт — под разрежением; в этом случае дымосос обеспечивает разрежение в топке, равное 20 Па. В этой схеме вентиляторы создают давление воздуха 2500—5000 Па, а дымососы — разрежение 3000—4500 Па.

При малых перепадах давлений, невысоких скоростях установившегося движения и неизменной температуре продукты сгорания и воздух на отдельных участках газовоздушного тракта могут рассматриваться как идеальные, несжимаемые, невязкие газы. Уравнение движения струи таких газов может быть записано в виде уравнения Бернулли

$$z\,\rho\,g + (w^2\rho/2) + p = \text{const},$$

где z — геометрическая высота центра тяжести данного сечения потока, м; w — скорость потока, м/с; ρ — плотность потока, кг/м^3; p — давление или потенциальная энергия потока, Па; g — ускорение свободного падения, м/с^2.

Движение газов в газовоздушном тракте сопровождается потерей энергии, затрачиваемой на преодоление сил трения потока газа о твердые поверхности и между его слоями. Падение давления потока идеального газа может быть определено из рассмотрения уравнений Бернулли для двух сечений элемента тракта. Принимая $\rho_1 = \rho_2 = \rho_{ср}$ и обозначив сопротивление элемента тракта через Δp, получим

$$(\rho_1 - \rho_2) + (z_1 - z_2)\,\rho_{ср} g = \Delta P + (w_2^2 - w_1^2)\,\rho_{ср}/2 = \Delta P_п,$$

или

$$\Delta P_п = [p_{ст} + p_д]_1 - [p_{ст} + p_д]_2 = \Delta P - p_с,$$

где $\Delta P_п$ — суммарный расход кинетической и потенциальной энергии потока на преодоление трения и ускорение потока при его движении в

рассматриваемом элементе тракта; $p_д = w^2\rho/2$ — скоростной напор потока, Па; $p_{ст} = p - (p_о - p_и zg)$ — статическое давление, равное разности между абсолютным давлением p на данном уровне z и абсолютным атмосферным давлением $p_о$ на том же уровне, Па; ΔP — сопротивление элемента рассматриваемого тракта; $p_с = (z_2 - z_1)(\rho_а - \rho)g$ — самотяга, Па; ρ и $\rho_а$ — плотности соответственно движущейся среды и атмосферного воздуха.

Самотяга — это избыток работы газового потока, возникающий при его подъеме вверх на высоту z, если у него плотность меньше, чем плотность атмосферного воздуха, за счет того, что работа, затрачиваемая на подъем продуктов сгорания, меньше работы, совершаемой при опускании того же объема воздуха на ту же высоту. Этот избыток работы может быть затрачен на преодоление сопротивлений движения газа по элементу тракта котельного агрегата. При расчете сопротивлений, возникающих при движении потока, они условно делятся на: сопротивление трения $\Delta p_{тр}$ при течении потока в прямом канале постоянного сечения, в том числе при продольном омывании пучка труб; местные сопротивления $\Delta p_м$, связанные с изменением формы или направления потока, которые условно считают сосредоточенными в одном сечении и не включающими сопротивление трения; сопротивление поперечно омываемых пучков труб $\Delta p_{поп}$, в которых нельзя определить раздельно сопротивление трения и местные сопротивления:

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_м + \Delta p_{поп}, \text{ а } \Delta\rho_п = \Sigma\Delta p - \Sigma\Delta p_с.$$

Сопротивление трения пропорционально длине газохода, коэффициенту трения, кинетической энергии потока и обратно пропорционально сечению газохода. Для изотермического потока сопротивление трения определяют по формуле

$$\Delta p_{тр} = \xi\,(l/d_э)\,\rho\,(w^2/2) = \xi\,(l/d_э)\,\rho_д,$$

где $\xi = f(\mathrm{Re}, a_ш/d)$ — коэффициент сопротивления трению; $d_э$ — эквивалентный диаметр, м; Re — число Рейнольдса; $a_ш$ — шероховатость стенки канала.

Коэффициент сопротивления трению ξ зависит от характера движения (турбулентного или ламинарного) и от относительной шероховатости $a_ш/d$ (где $a_ш$ — высота выступов шероховатостей). При турбулентном движении со сравнительно небольшими значениями числа Re (до 10^5) и невысокими значениями

$a_ш/d$ толщина ламинарного слоя у стенки может быть больше выступов шероховатости. В этом случае относительная шероховатость не влияет на величину ξ и газовоздухопроводы считаются технически гладкими. С увеличением числа Re величина ξ все сильнее зависит от отношения $a_ш/d$ и описывается формулой

$$\xi = 0{,}1 \cdot \sqrt[4]{1{,}46\frac{a_ш}{d} + \frac{100}{\mathrm{Re}}},$$

где $a_ш = 0{,}1 \div 0{,}2$ мм — величина шероховатости для стальных труб и стальных газовоздухопроводов

Для числа $\mathrm{Re} \geq 10^5$ при $d_э/a_ш < 1000$ коэффициент сопротивления трению зависит только от относительной шероховатости

$$\xi = [(1{,}74 + 21\lg d_э/(2a_ш)]^2]^{-1}.$$

При ускоряющемся течении газа и при постоянном сечении газохода часть давления тратится на преодоление дополнительного сопротивления, возникающего из-за изменения скорости

$$\Delta p_{ск} = \rho_2 w_2^2 - \rho_1 w_1^2,$$

где w_1 и w_2 — скорости газа на концах газохода.

Потери, связанные с переменой сечения, возникают вследствие образования местных вихрей, что связано с затратой энергии, а следовательно, и дополнительными гидравлическими потерями. Такие явления наблюдаются в поворотах, диффузорах, сужениях, тройниках и т. п. Газовоздушный тракт котельных, агрегатов изобилует указанными элементами, а поэтому местные потери котельных агрегатов играют большую роль, чем потери на трение. Для местных сопротивлений потеря давления равна:

$$\Delta p_м = c_f(\rho w^2/2),$$

где c_f — коэффициент местного сопротивления, выбираемый по нормативному методу аэродинамического расчета котельных агрегатов [1].

В сужающемся канале (конфузоре) скорость газа возрастает по ходу потока при падении статического давления $p_2 < p_1$. При движении в расширяющемся канале (диффузоре) скорость вдоль линии тока падает, а давление возрастает, т. е. $p_2 > p_1$. В этом случае вектор скорости в отдельных местах пограничного слоя может снизиться до нуля или даже повернуть навстречу

основному движению. Это происходит вследствие нехватки кинетической энергии на преодоление разности давлений $p_2 - p_1$. При движении в диффузоре образуются вихри, создающие большие потери энергии, которые тем больше, чем больше градиент давления dp/dx. Во избежание вихрей диффузоры выполняют с углом раскрытия $\alpha \le 12°$. Если принять в качестве стенки конфузора линию тока, то вихрей не будет и местные потери будут отсутствовать.

При резком сужении или расширении потока образуются вихри и, следовательно, появляются потери давления, например, в трубчатом воздухоподогревателе при входе и выходе газов. Коэффициент сопротивления при внезапном изменении сечения зависит от соотношения сечений f_1/f_2 и направления движения: $C_{f\text{вх}} = 0 \div 0{,}5$; $C_{f\text{вых}} = 0 \div 1{,}1$. При повороте потока также образуются вихри, однако изменение давления p_2 в этом случае происходит неодинаково: вдоль сечения на наружной кромке поворота давление повышается; вихри до поворота образуются на наружной кромке, а после поворота — на внутренней кромке. Конструировать повороты канала следует с плавным изменением направления стенок. При плавном повороте коэффициент сопротивления $C_{f\text{пов}}$ много меньше, чем при резком. Так, при плавном повороте на 90° с $R_{\text{пов}}/d = 1$ коэффициент $C_{\text{пов}}^{\text{плав}} = 0{,}27$; при резком повороте коэффициент $C_{\text{пов}}^{\text{рез}} = 1{,}4$, а при повороте со скругленными кромками коэффициент $C_{\text{пов}}^{\text{скр}} = 0{,}3 \div 0{,}8$.

Сопротивления трубчатых поверхностей нагрева при поперечном обтекании продуктами сгорания составляют большую часть общего аэродинамического сопротивления котельных агрегатов. Сопротивление трубной решетки при поперечном омывании

$$\Delta p = C \mathrm{Re}^n \frac{\rho w^2}{2}.$$

Гидравлическое сопротивление коридорного пучка труб из z рядов при поперечном его омывании равно:

$$\Delta p_к = C_к \mathrm{Re}^n \frac{\rho w^2}{2} z,$$

где n — 0,2, $C_к = 1{,}0$ (для тесных пучков при $S_1 = S_2 = 1{,}5d$).

С увеличением s_1/d сопротивление пуска труб уменьшается. Для шахматных пучков при расчете сопротивления нужно

учесть различную структуру потока между трубами и на выходе из пакета

$$\Delta p_{ш} = C_{ш} \mathrm{Re}^{n} \frac{\rho w^2}{2}(z+1),$$

где $n = -0{,}27$; $C_{ш} = 1{,}6$ (для тесных пучков при $s_1 \approx 2d$, $s_2 = d$).

С увеличением s_2/d значение $C_{ш}$ немного уменьшается. Для свободных пучков при $s_1/d > 2$ и $s_2/d > 2$ коэффициент $C_{ш} \approx 1$.

При движении газа в вертикальных газоходах следует учитывать составляющую общего перепада давления за счет разности высоты. Благодаря высокой температуре дымовых газов их плотность $\rho_г$ меньше плотности окружающей среды, что создает разность плотностей столбов воздуха и продуктов сгорания. Поэтому создается естественный напор, или самотяга продуктов сгорания. В подъемных газоходах самотяга направлена на преодоление сопротивления, в опускных препятствует движению, являясь отрицательной величиной, и должна быть преодолена внешним источником.

Общий перепад давлений в котельном агрегате складывается из аэродинамических сопротивлений отдельных элементов. У агрегатов, работающих под разрежением, суммарный перепад определяется раздельно для воздушного и газового трактов. В котельном агрегате под наддувом рассчитывают общее газовоздушное сопротивление.

Для запыленных золой продуктов сгорания вносится поправка $(1 + \mu)$. Тогда

$$\Sigma\Delta p_{зап} = \Sigma\Delta p(1 + \mu),$$

где $\mu = \dfrac{\alpha_{ун} A^r}{100\rho_г^{\circ} V_г}$ — концентрация золы в продуктах сгорания.

Суммарное сопротивление газового тракта агрегата определяют с учетом запыленности потока и действия самотяги

$$\Sigma\Delta p_г = \Sigma\Delta p_{зап} + \Sigma\Delta p_{сам}.$$

Полное сопротивление воздушного тракта агрегата рассчитывают также с учетом действия самотяги

$$\Sigma\Delta p_в^{пол} = \Sigma\Delta p_в \pm \Sigma\Delta p_{сам} - \Sigma\Delta p_{сам}^{топ},$$

где $\Sigma\Delta p_{сам}^{топ}$ — разрежение в топке на уровне ввода воздуха за счет самотяги, Па.

Для выброса продуктов сгорания в атмосферу служат дымовые трубы. Высоту труб устанавливают по санитарным нормам в зависимости от загрязненности продуктов сгорания золой, соединениями серы и др.

Самотягу в дымовых трубах подсчитывают по формуле

$$\Delta p_c = H\{1{,}2 - \rho^0[273/(\vartheta_{ух} + 273)](p/101{,}308)\},$$

где ρ^0 — плотность уходящих продуктов сгорания при $\vartheta_{ух} = 0$ °С, кг/м^3; $\vartheta_{ух}$ — температура уходящих продуктов сгорания, °С; H — высота трубы, м.

Расчет сопротивления Δp вначале ведут для воздушного потока, движущегося при барометрическом давлении, равном 101,308 кПа, поэтому на завершающем этапе расчета вводят поправки на разницу плотностей $\mu\rho = \rho_{о_г}/\rho_{о_в}$ и на изменение давления $\mu_p = 101{,}308/p_{баром}$,

где $\rho_{о_г}$ и $\rho_{о_в}$ — плотности соответственно продуктов сгорания и воздуха при нормальных условиях; $p_{баром}$ — барометрическое давление, кПа.

Глава 3. ПАРОВЫЕ И ВОДОГРЕЙНЫЕ КОТЛЫ

В системах теплоснабжения в качестве рабочего тела в основном используется пар или горячая вода и только в отдельных случаях нагретый воздух или какой-либо органический теплоноситель. В зависимости от вида источника получения тепловой энергии, используемого рабочего тела, теплогенерирующие установки делят на: котлы на органическом топливе; парогенераторы и теплогенераторы на расщепляющемся топливе; геотермальные, гелиоустановки и др.

3.1. ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ КОТЛОВ НА ОРГАНИЧЕСКОМ ТОПЛИВЕ

Паровым или водогрейным котлом называется устройство, в котором для получения пара или нагрева воды под давлением выше атмосферного, потребляемых вне этого устройства, используется теплота, выделяющаяся при сгорании органического топлива.

Первые цилиндрические котлы (рис. 3.1) имели большие недостатки: небольшой паросъем, неразвитую поверхность нагрева, большие водяной объем и занимаемую площадь в помещении котельной. Стремление увеличить поверхность нагрева котла при тех же размерах, повысить давление и паросъем, уменьшить размеры котла и его массу потребовало создания улучшенных конструкций котлов. Совершенствование шло по двум направлениям: по пути развития внутренней поверхности нагрева, что привело к появлению жаротрубных (см. рис. 3.1, *б*) и газотрубных котлов (см. рис. 3.1, *в*), и увеличения внешних поверхностей нагрева — водотрубные котлы (см. рис. 3.1, *д*). Последние оказались более перспективными, экономичными и позволяли создавать котлы большой тепловой производительности.

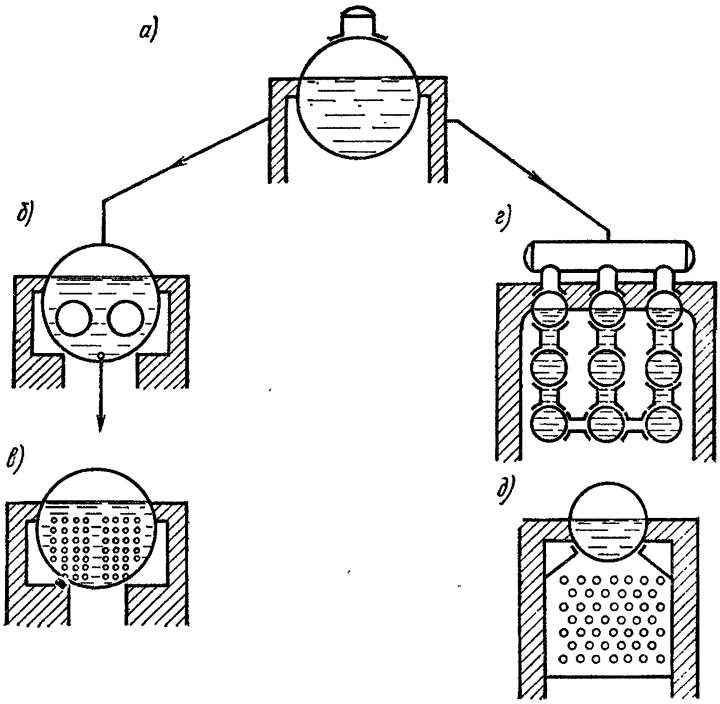


Рис. 3.1. Схемы паровых котлов
а — цилиндрического; *б* — двухжаротрубного; *в* — газотрубного; *г* — батарейного; *д* — водотрубного

В газотрубных котлах продукты сгорания проходят внутри труб, а вода омывает их снаружи: в водотрубных котлах, наоборот, вода проходит внутри труб, а продукты сгорания обогревают их внешнюю поверхность. По конструкции и характеру расположения трубных пучков и их объединению в общую систему водотрубные котлы принято разделять на *горизонтально-водотрубные* и *вертикально-водотрубные*. Котлостроительная промышленность выпускает паровые и водогрейные котлы, различные по назначению, применяемому материалу, типу, паро- или теплопроизводительности, параметрам производимого пара или степени нагрева воды. По назначению котлы различают: энергетические, предназначенные для электростанций; производственные — для снабжения промышленных предприятий паром; отопительные — для систем теплоснабжения. Паровые котлы по рабочему давлению делят на четыре группы: низкого (0,9—1,4 МПа), среднего (2,4—4,0 МПа), высокого (9,0—14,0 МПа) и сверхвысокого и закритического давления; по паропроизводительности: малой (до 25 т/ч), средней (35—220 т/ч) и большой паропроизводительности. Водогрейные котлы по уровню нагрева воды, подаваемой в систему теплоснабжения, делят на четыре группы: 95, 115, 150 и свыше 150 °С; по тепловой производительности — малой (до 2 МВт), средней (от 4,0 до 30,0 МВт) и высокой (от 50 до 210 МВт) теплопроизводительности.

Применение водогрейных котлов средней и большой производительности на ТЭЦ и в районных отопительных котельных значительно облегчило задачу снабжения теплотой интенсивно растущих новых жилых застроек и промышленных предприятий. Непосредственный подогрев сетевой воды в водогрейных котлах упрощает схему котельной, удешевляет стоимость и эксплуатацию ее; к тому же водогрейные котлы обладают высокой степенью безопасности по сравнению с паровыми.

3.1.1. Паровые котлы. В настоящее время широко распространены в различных отраслях промышленности, сельском и коммунальном хозяйстве котлы типа ДКВР (двухбарабанные котлы, водотрубные, реконструированные), рассчитанные на рабочее давление 1,4 МПа с номинальной производительностью 2,5; 4,0; 6,5; 10 и 25 т/ч. Используются также котлы этого типа, работающие при давлении 2,4 и 4,0 МПа. Котлы выпускают с топками для сжигания твердого (в слое) (рис. 3.2), жидкого

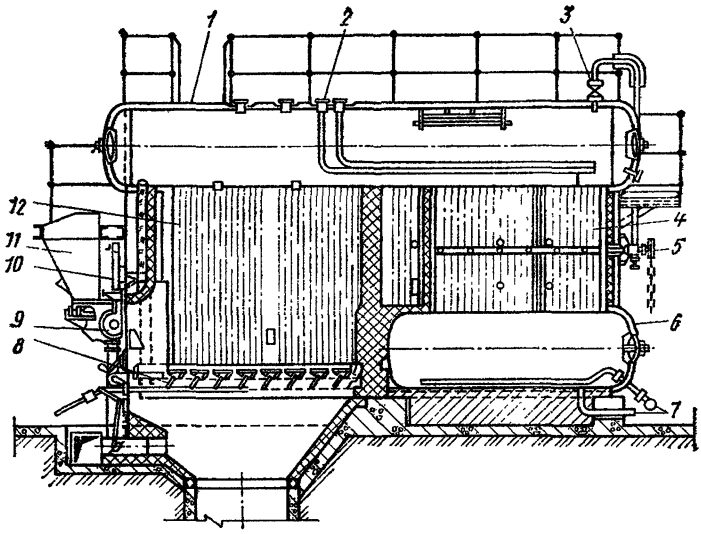


Рис. 3.2. Котел ДКВР для сжигания твердого топлива в слоевой топке
1 и *6* — верхний и нижний барабаны; *2* — трубы подвода питательной воды; *3* — вентиль для отвода пара на обдувку и другие собственные нужды; *4* — кипятильные трубы; *5* — обдувочное устройство; *7* — продувочное устройство (непрерывная продувка); *8* — колосниковая решетка; *9* — пневмомеханический забрасыватель; *10* — короб для подвода воздуха к забрасывателю; *11* — бункер топлива; *12* — боковой экран

и газообразного топлива. Твердое топливо из бункера *12* пневмомеханическим забрасывателем *9* подается на колосниковую решетку *8* и образует слой, в котором происходит его сгорание. При горении образуются продукты сгорания, которые движутся из топочного объема в конвективные газоходы, отдавая теплоту конвективному (кипятильному) пучку труб *4*. В топке теплота от горящего топлива и продуктов сгорания отдается излучением экранным поверхностям *11*. Воздух в пневмомеханический забрасыватель подается по воздушному коробу *10*.

Котлы ДКВР отличаются достаточно высокой экономичностью, небольшой массой, простотой конструкции, малыми габаритами и транспортабельностью. Наличие в котлах развитого кипятильного пучка обеспечивает глубокое охлаждение продуктов сгорания, в результате чего достигается высокая их экономичность. Экранированная топочная камера обеспечивает интенсивный теплообмен продуктов сгорания с экранными

поверхностями нагрева, а небольшие тепловые напряжения экранов — надежную и длительную работу обмуровки котла. Плотное расположение кипятильных труб малого диаметра в пучке — характерная особенность этих котлов. Движение газов в котлах — горизонтальное с несколькими поворотами.

Котлы допускают компоновку с различными топочными устройствами. Котлы ДКВ и ДКВР выпускают с топками для сжигания бурых и каменных углей, фрезерного торфа, древесных отходов, мазута и газа.

Нижний барабан служит шламоотстойником и имеет продувочный патрубок *7* с вентилями. Боковые экраны котлов *11* питаются из нижнего *6* и верхнего *1* барабанов с помощью перепускных труб. Такая схема питания обеспечивает надежную работу котла. Для уменьшения потерь от механической неполноты сгорания топлива топка котлов разделена на две части: собственно топку и камеру догорания.

В последние годы на смену котлам ДКВР созданы новые котлы серии Е для работы на газе и мазуте ДЕ и твердом топливе КЕ производительностью 4,0; 6,5; 10; 16; 25 т/ч для сжигания газа и мазута и 2,5; 4; 6,5; 10; 25 т/ч со слоевыми топочными устройствами для сжигания твердого топлива. Котлы КЕ-2.5-14С оборудуют полумеханическими топками ЗП-РПК с пневмомеханическим забрасывателем и ручными поворотными колосниками.

В качестве топочного устройства для сжигания отечественных каменных и бурых углей в котлах КЕ паропроизводительностью 4; 6,5; 10 т/ч применяются топки типа ТЛЗМ с пневмомеханическими забрасывателями и моноблочной ленточной цепной решеткой обратного хода. Цепные решетки топок ТЛЗМ поставляют заказчику в блочном исполнении, что существенно повышает их эксплуатационную надежность. Рама решетки служит опорой коллекторов боковых экранов котлов. Котлы КЕ-25 оборудуют механическими топками ТЧЗ с чешуйчатой цепной решеткой обратного хода и пневмомеханическими забрасывателями. За котельными агрегатами в случае сжигания каменных углей и бурых углей с приведенной влажностью $W_{пр} < 2$ устанавливают водяные экономайзеры, а при сжигании бурых углей с приведенной влажностью $W_{пр} \geq 2$ — трубчатые воздухоподогреватели (здесь $W_{пр}$ в % на 1 МДж сжигаемого килограмма топлива).

При разработке новых конструкций котлов серии Е (КЕ и ДЕ) внимание было обращено на увеличение степени их заво-

дской готовности в условиях крупносерийного производства, снижение металлоемкости конструкции, снижение присосов воздуха в конвективную часть котла. Котлы типа КЕ поставляют потребителям блоками в собранном виде, с обвязочным каркасом, без обмуровки и обшивки. Основными элементами котлов типа Е [КЕ] являются: верхний и нижний барабаны с внутренним диаметром 1000 мм, левый и правый боковой экраны и конвективный пучок, выполненные из труб диаметром 51 × 2,5 мм. Топочная камера образована боковыми экранами, фронтальной и задней стенками, выполненными из огнеупорного кирпича. Ширина топочной камеры котлов паропроизводительностью 2,5; 4; 6,5 т/ч по осям экранных труб составляет 2270 мм, а ширина топочной камеры котла производительностью 10 т/ч — 2874 мм.

Топочная камера котлов паропроизводительностью от 2,5 до 10 т/ч разделена кирпичной стенкой на собственно топку глубиной 1605—2105 мм и камеру догорания глубиной 360—745 мм, что позволяет повысить КПД котла за счет снижения потерь с химической неполнотой сгорания топлива. Вход газов из топки в камеру догорания и выход газов из котла асимметричные. Под камеры догорания наклонен таким образом, чтобы основная масса падающих в камеру кусков топлива скатывалась на колосниковую решетку. Трубы конвективного пучка, развальцованные в верхнем и нижнем барабанах, установлены с шагом вдоль барабана 90 мм и поперечным шагом 110 мм (за исключением среднего, равного 120 мм, и боковых пазух, ширина которых 195—387 мм). Шамотная перегородка, отделяющая камеру догорания от пучка, и чугунная перегородка, образующая два газохода, в пучках создают горизонтальный разворот газов при поперечном омывании труб. Особенностью конструкции котлов типа КЕ является наличие плотных боковых экранов в области топочной камеры и ограждающих стен в конвективном пучке с шагом 55 мм при трубах диаметром 51 × 2,5 мм. Боковые экраны и крайние боковые ряды труб конвективного пучка объединены общими коллекторами по всей длине котла.

В котлах применена схема одноступенчатого испарения. Питательная вода из экономайзера подается в верхний барабан под уровень воды по перфорированной трубе. В нижний барабан вода сливается по задним обогреваемым трубам кипятильного пучка. Передняя часть пучка (от фронта котла) является подъемной. Из нижнего барабана вода по перепускным трубам

поступает в камеры левого и правого экранов. Питание экранов осуществляется также из верхнего барабана по опускным необогреваемым трубам (∅ 159 мм), расположенным по фронту котла. Пароводяная смесь из экранов поступает в верхний барабан под уровень воды, в результате происходит барботаж пара через слой воды. Отсепарированный в свободном объеме пар проходит через перфорированный лист, установленный на расстоянии 90 мм от верхней образующей барабана, и направляется в паропровод. Применение плотных экранов позволяет заменить тяжелую обмуровку на боковых стенах котлов натрубной, состоящей из слоя шамотобетона толщиной 25 мм по сетке и нескольких слоев изоляционных плит общей толщиной около 100 мм.

Котлы КЕ на твердом топливе паропроизводительностью от 2,5 до 10 т/ч оборудованы стационарным обдувочным аппаратом с расположенной по оси котла вращающейся трубой, имеющей ряд сопл. Для обдувки поверхностей нагрева от наружных отложений применяется насыщенный или перегретый пар при давлении перед соплами не менее 0,7 и не более 1,7 МПа. Котлы серии Е на твердом топливе надежно работают на пониженном по сравнению с номинальным давлением, при этом КПД котлоагрегата не уменьшается. В котельных, предназначенных для производства насыщенного пара без предъявления жестких требований к его качеству, паропроизводительность котлов типа КЕ при пониженном (до 0,2 МПа) давлении может быть принята такой же, как и при давлении 1,4 МПа.

Котел типа Е-25Р [КЕ-25С] с рабочим давлением 1,4—2,4 МПа производительностью 25 т/ч предназначен для производства насыщенного или перегретого пара, идущего на технологические нужды промышленных предприятий в системы отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Топочная камера котла шириной 2710 мм полностью экранирована (степень экранирования $H_л/F_{ст} = 0{,}8$ трубами диаметра 51 × 2,5 мм). Трубы всех экранов приварены к верхним и нижним коллекторам диаметром 219 × 8 м. Топочная камера по глубине разделена на два блока. Каждый из боковых экранов (правый и левый) переднего и заднего топочных блоков образует самостоятельный циркуляционный контур. Верхняя камера боковых экранов в целях увеличения проходного сечения на входе в пучок расположена асимметрично относительно оси котла. Шаг труб фронтального

и боковых экранов — 55 мм, шаг труб заднего экрана — 100 мм. В топочном объеме трубы заднего экрана образуют камеру догорания. На наклонном участке труб уложен слой огнеупорного кирпича толщиной 65 мм. Объем топочной камеры 61 м^3. Для улучшения циркуляционных характеристик фронтового экрана на последнем установлено 6 рециркуляционных труб диаметром 76 × 3. Площадь лучевоспринимающей поверхности нагрева 90,68 м^2.

Третьим блоком котла является блок конвективного пучка с двумя барабанами (верхним и нижним) с внутренним диаметром 1000 мм. Длина верхнего барабана 7000 мм, нижнего — 5500 мм. Толщина стенки барабана котлов с рабочим давлением 1,4 МПа — 13 мм, материал — сталь 16ГС. Ширина конвективного пучка по осям крайних труб 2320 мм. В таком пучке отсутствуют пазухи для размещения пароперегревателя, что существенно улучшает омывание конвективного пучка.

Поперечный шаг труб в пучке составляет 100 мм (за исключением среднего, равного 120 мм), продольный — 95 мм. Площадь поверхности нагрева конвективного пучка равна 417,8 м^2. Первые три ряда труб на входе в пучок имеют шахматное расположение с поперечным шагом $s = 220$ мм. Удвоение величины шага по сравнению с остальными рядами позволяет увеличить проходное сечение на входе в пучок, частично перекрытое потолком топочной камеры. Все блоки котла КЕ-25С (два топочных и один конвективный) собраны на отдельных опорных рамах. Через опоры камер экранов и барабана на раму передаются масса элементов блока котла под давлением, масса обвязочного каркаса, а также масса обмуровки с обшивкой. Для транспортировки объемных блоков котла КЕ-25С для большей жесткости по их торцевым стенкам приварены раскосы из швеллеров, которые после монтажа котла срезают.

Топочные устройства этих котлов с цепной решеткой ТЛЗМ 2,7/5,6 предназначены для сжигания каменных и бурых углей с максимальным размером куска до 50 мм и с содержанием мелочи 0—6 мм не более 50 %. Допустимая влажность каменного угля не более 8 %, бурого — не более 40 %. Решетка приводится в движение электроприводом ПТ-1200, обеспечивающим 8 ступеней регулирования скорости движения в пределах 2,4—18 м/ч или приводом ПТБ-1200, имеющим бесступенчатое регулирование частоты вращения за счет изменения частоты

вращения электродвигателя постоянного тока. Скорость движения решетки с приводом ПТБ-1200 изменяется в пределах 0,92—18,4 м/ч. Обмуровка топочных блоков котла КЕ-25С состоит из шамотобетона толщиной 25 мм по сетке и известково-кремнезитных плит толщиной 105 мм, а обмуровка боковых стен конвективного блока котла — из плит ШЛБ-1 толщиной 65 мм, известково-кремнезитных плит толщиной 105 мм и газоуплотнительной штукатурки из асбестосовелитовой мастики по сетке толщиной 17 мм. Обмуровка задней стенки имеет толщину 100 мм и выполнена из асбестовермикулитовых плит.

Газомазутные вертикально-водотрубные паровые котлы типа Е(ДЕ) паропроизводительностью 4; 6,5; 10 и 25 т/ч предназначены для выработки насыщенного или слабоперегретого пара давлением 1,4 МПа. Топочная камера котлов размещена сбоку от конвективного пучка, образованного вертикальными трубами, развальцованными в верхнем и нижнем барабанах. Ширина топочной камеры по осям боковых экранов труб одинакова для всех котлов — 1790 мм, глубина топочной камеры изменяется в зависимости от номинальной паропроизводительности котла.

Основными составными частями этих котлов являются: верхний и нижний барабаны, конвективный пучок, фронтальный, боковой и задний экраны, образующие топочную камеры. Трубы перегородки и правого бокового экрана, образующего также под и потолок топочной камеры, вводятся непосредственно в верхний и нижний барабаны. Концы труб заднего экрана приварены к верхнему и нижнему коллекторам диаметром 159 × 6 мм. Трубы фронтального экрана котлов паропроизводительностью 4; 6,5 и 10 т/ч приварены к коллекторам диаметром 159 × 6 мм, а на котлах паропроизводительностью 16 и 25 т/ч они развальцованы в верхнем и нижнем барабанах. Шаг труб вдоль барабана 90 мм, поперечный — ПО мм (за исключением среднего, равного 120 мм). Для поддержания необходимого уровня скоростей газов в конвективных пучках котлов производительностью 4,0; 6,5 и 10 т/ч установлены продольные ступенчатые перегородки.

Плотное экранирование боковых стен (относительный шаг труб $s/d = 1{,}03$), потолка и пода топочной камеры позволяет на котлах применять легкую изоляцию в 2—3 слоя изоляционных плит толщиной 100 мм, укладываемую на слой шамотобетона по

сетке толщиной 15—20 мм. Обмуровка фронтальной и задней стен выполнена по типу облегченной обмуровки котлов ДКВР (шамотный кирпич толщиной 65 мм и изоляционные плиты общей толщиной 100 мм для котлов 4; 6,5 и 10 т/ч). Для котлов 16 и 25 т/ч обмуровка фронтальной стены выполнена из шамотного кирпича толщиной 125 мм и нескольких слоев изоляционных плит толщиной 175 мм, общая толщина обмуровки фронтальной стены 300 мм.

Обмуровка задней стены состоит из слоя шамотного кирпича толщиной 65 мм и нескольких слоев изоляционных плит толщиной 200 мм; общая толщина обмуровки составляет 265 мм. Для уменьшения присосов в газовый тракт котла снаружи изоляцию покрывают металлической листовой обшивкой толщиной 2 мм, приваренной к обвязочному каркасу. В качестве хвостовых поверхностей нагрева котлов применяют стандартные чугунные экономайзеры из труб ВТИ.

Общий вид котла ДЕ-25-14ГМ вместе с обслуживающими площадками показан на рис. 3.3. Для обеспечения надежной циркуляции в кипятильных трубах котельного пучка верхний и нижний барабаны соединены между собой опускными трубами размером ∅ 159 × 4,5, число которых с ростом производительности котла увеличивают от 1 до 4. Ограждающие поверхности котлов ДЕ на жидком и газообразном топливе выполнены из труб о относительным шагом $s/d = 1{,}03—1{,}08$, что позволяет применять облегченную изоляцию. Основные характеристики котлоагрегатов ДКВР и ДЕ приведены в табл. 3.1. Зависимость удельной поверхности нагрева от теплопроизводительности котлов показана на рис. 3.4. Из графика и таблицы видно, что в котлах типа ДЕ расход металла на поверхности нагрева, находящийся под давлением, на 5—15 % меньше в основном за счет конвективного пучка. Это достигнуто уменьшением шагов труб, увеличением скорости газов и как следствие — увеличением теплоотдачи со стороны продуктов сгорания.

Котлы серии ДЕ имеет высокую степень заводской готовности, что повышает эффективность их монтажа.

Котельное оборудование поставляется в виде блоков (котлоагрегат, тягодутьевая установка, экономайзер, деаэрационно-питательная установка, установка сетевой воды, ХВО, реагентное хозяйство и др.), которые монтируют в заводских условиях на металлоконструкциях с последующей обвязкой этого оборудования трубопроводами. Затем

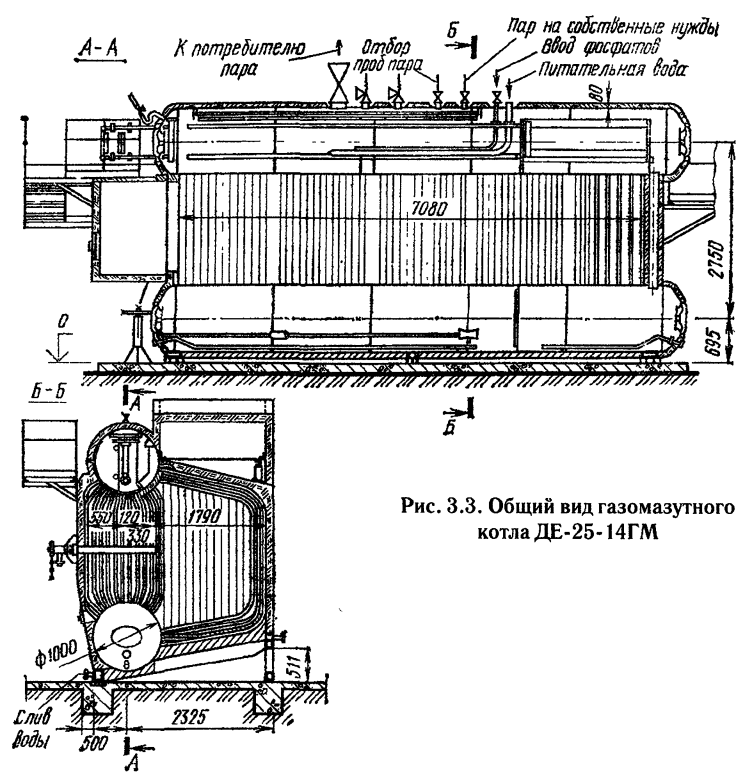


Рис. 3.3. Общий вид газомазутного котла ДЕ-25-14ГМ

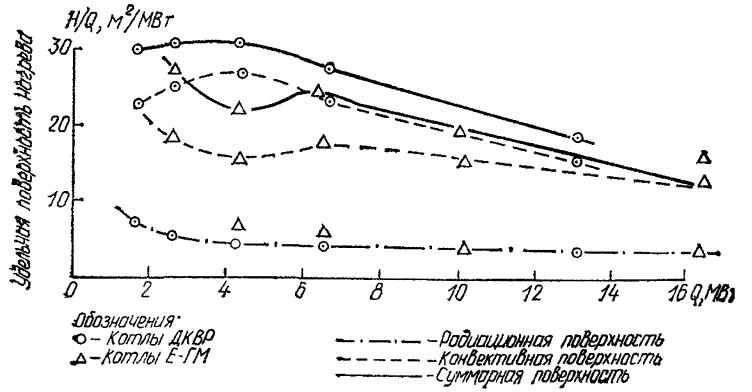


Рис. 3.4. Зависимость удельной поверхности нагрева от теплопроизводительности котлов

Таблица 3.1. **Конструктивные характеристики парогенераторов ДКВР и ДЕ**

Характеристика	ДКВР					ДЕ				
	паропроизводительность, кг/с					паропроизводительность, кг/с				
	0,7	1,1	1,8	2,8	5,55	1.1	1,6	2.8	4.45	7,0
Поверхность нагрева экранов, $м^2$	16,7	21,0	27,0	37,0	59,7	21,81	27,93	38,96	48,23	60,46
Поверхность нагрева конвективных пучков, $м^2$	58	99	171	227	301	48,51	68,04	117,7	156	212,4
Поверхность нагрева водяного экономайзера, $м^2$	70,8	106	165	248	168	94,4	141,6	236	330,4	808,2
КПД при работе на газе, %	90,0	90,8	91,8	91,8	90,6	90,31	90,96	92,15	91,76	92,79
КПД при работе на мазуте, %	88,5	89,8	89,8	88,5	90	88,68	89,32	90,85	90,07	91,31

оборудование блока подвергают гидравлическому испытанию, изолируют и окрашивают. Блоки комплектуют необходимыми контрольно-измерительными приборами и средствами автоматизации для поддержания заданных технологических параметров и режимов. После сборки блоки транспортируют к месту установки — на монтажную площадку, где их соединяют с общекотельными магистральными трубопроводами и кабелями. Масса блоков не превышает максимальную грузоподъемность передвижных стрелковых кранов (20—25 т). Сроки монтажа с 2—3 лет снижаются до 2—3 месяцев.

По сравнению с котлами ДКВР к недостаткам котлов ДЕ следует отнести несколько повышенные аэродинамические сопротивления и расход электроэнергии на тягу, а также повышенную загрязняемость конвективных пучков при работе на жидком топливе.

Кроме описанных выше имеется большой парк котлов с паропроизводительностью более 25 т/ч. Обычно такие котлы имеют П-образную компоновку. На рис. 3.5 показан паровой котел БКЗ-210-140ФБ барабанного типа с естественной циркуляцией, рассчитанный на сжигание твердого топлива (каменного или бурого угля, а также торфа) паропроизводительностью 210 т/ч, работающий при давлении пара 14 МПа.

Котел имеет двуступенчатую схему испарения. Пароперегреватель радиационно-конвективного типа состоит из радиационной топочной части, полурадиационных ширм и конвективной части. Регулирование температуры перегретого пара осуществляется впрыском конденсата. В опускном газоходе котла размещены экономайзер *6* и трубчатый воздухоподогреватель *7*. Поверхность нагрева пароперегревателя, экономайзера и воздухоподогревателя выполняют различной в зависимости от вида сжигаемого топлива с учетом оптимального подогрева воздуха и допустимо низкой температуры уходящих газов. На котле применено устройство для дробевой очистки поверхностей нагрева *5*, расположенных в спускном газоходе. Обмуровка топочной камеры *10* — натрубного типа, а в месте расположения пароперегревателя и водяного экономайзера — щитовая. Все основные процессы работы котла автоматизированы, КПД котла составляет 92 %.

Топочная камера котла полностью экранирована трубами диаметром 60 мм, расположенными с шагом 64 мм, и оборудована турбулентными горелками, расположенными на боковых стенах, или прямотопочными щелевыми горелками в углах

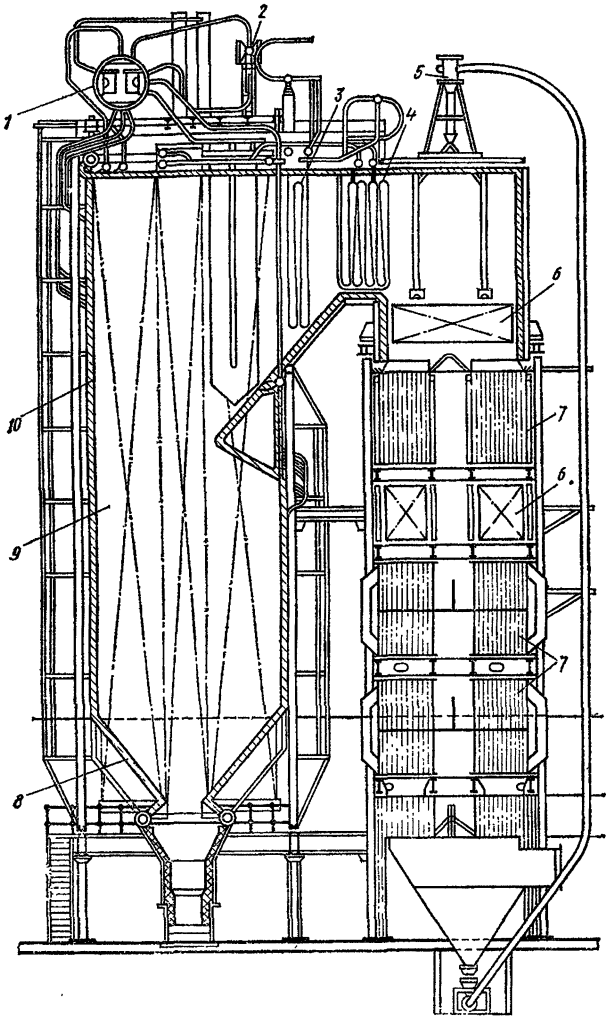


Рис. 3.5. Котельный агрегат БКЗ-210-140ФБ

1 — барабан; *2* — парозапорный орган; *3* — радиационный пароперегреватель; *4* — конвективный пароперегреватель; *5* — дробеочистка; *6* — водяной экономайзер; *7* — воздухоподогреватель; *8* — холодная воронка; *9* — экраны толки; *10* — обмуровка топочной камеры

топки или в его передней части. Ниже горелок топочная камера образует так называемую холодную воронку. Здесь происходят охлаждение и затвердевание выпадающих из факела частиц спекшейся золы, падающей в шлаковый бункер. Шлак из бункера удаляют сильной струей воды (гидрозолоудаление).

3.1.2. Водогрейные котлы. Первые чугунные водогрейные секционные котлы появились в эксплуатации свыше 100 лет назад и к настоящему времени еще находят применение в отопительной технике. Они работают обычно с температурой нагрева воды до 95 °С и давлением не выше 0,6 МПа, или температурой 115 °С и рабочим давлением не ниже 0,35 МПа. При установке паросборника котел может работать как паровой с давлением насыщенного пара не выше 0,07 МПа.

Чугунные водогрейные секционные котлы выполнены по единому принципу; их собирают из отдельных чугунных полых секций (например, для котла типа КЧ-1 (рис. 3.6). Два собранных комплекта крайних *1* и средних *2* секций соединяют с помощью ниппелей *4* стяжными болтами *5*. По концам комплекты замыкаются двумя крайними секциями. При установке на месте

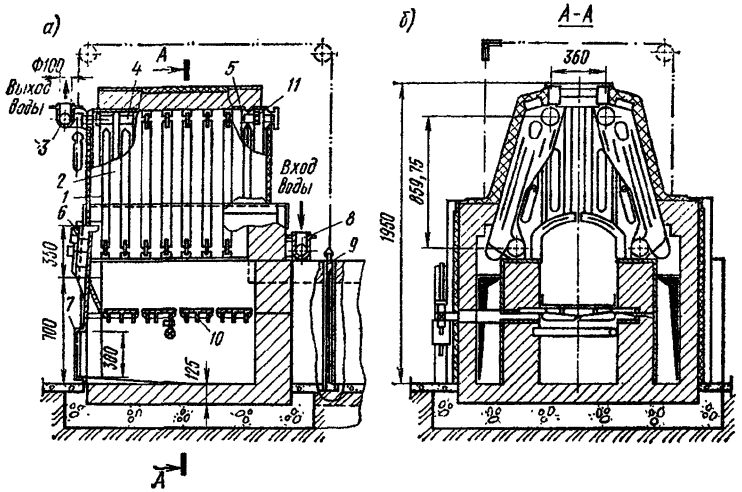


Рис. 3.6. Чугунный водогрейный котел типа КЧ-1

а — продольный разрез; *б* — поперечный разрез; *1* — крайняя секция; *2* — средняя секция; *3* и *8* — патрубки; *4* — ниппель; *5* — стяжной болт: *6* — загрузочная дверка; *7* — дверка зольника; *9* — шибер; *10* — колосниковая решетка; *11* — трос

комплекты секции образуют шатер, под которым размещена колосниковая решетка *10*. Вода в котел поступает через нижний патрубок *8* и распределяется по обоим комплектам шатровых секций. Пройдя параллельными потоками по верхним их полостям, а также по лобовым секциям, она выходит через верхний патрубок *3*. Топливо в топку забрасывают через загрузочную дверку 6, а воздух поступает под колосниковую решетку через дверку зольника *7*, через которую удаляют очаговые остатки из зольника. При работе топки продукты сгорания перемещаются вверх шатра и далее по параллельным каналам между секциями опускаются вниз, отдавая теплоту нагреваемой воде, поднимающейся по внутренним полостям секций. Охлажденные продукты сгорания поступают в газоходы. Регулирование разрежения в котле производят задвижками-шиберами *9*, управляемыми с фронтальной части котла с помощью троса с противовесом *11*, проходящего через блоки.

Кроме чугунных водогрейных котлов существует ряд модификаций стальных жаротрубных водогрейных котлов малой теплопроизводительности.

В связи с быстрым ростом числа городов и поселков городского типа появилась потребность в водогрейных котлах с большой тепловой мощности для целей централизованного теплоснабжения. Для покрытия пиковых тепловых нагрузок были созданы крупные водогрейные котлы типа ПТВМ (П — пиковый, Т — теплофикационный, В — водогрейный, М — мазутный) теплопроизводительностью 35—209 МВт.

При их разработке была принята башенная компоновка, которая имела ряд преимуществ: 1) малую площадь пола для котла; 2) малый объем здания котельного помещения; 3) при полуоткрытой установке котла максимальные удобства в эксплуатации и при проведении летних ремонтов; 4) простую симметричную гидравлическую схему, обеспечивающую перевод котла с пикового режима работы на основной без переделок; 5) малое количество коллекторов; 6) отсутствие водоперепускных и других необогреваемых труб; 7) малую массу металла, работающего под давлением; 8) наименьшие гидравлические сопротивления котла; 9) наименьшие сопротивления газового тракта, обеспечивающие работу котла на естественной тяге с относительно низкой металлической дымовой трубой; 10) возможность опирания металлической дымовой трубы непосредственно на каркас котла.

Вынос конвективной части котла в отдельную шахту при П-образной компоновке поверхностей нагрева агрегата дает выигрыш в высоте не менее 2 м по сравнению с размещением этой поверхности непосредственно над топкой для котлов мощностью 58,2 и 116,3 МВт, но при этом требуется создание поворотной камеры, соединяющей топку с конвективной шахтой. Площадь пола, занимаемая П-образным котлоагрегатом, больше, чем площадь, занимаемая башенным, в 1,6 раза, что приводит к увеличению площади и объема здания котельной. Число и масса коллекторов при П-образной компоновке больше примерно в 1,35 раза, а гидравлическое сопротивление при одинаковых скоростях движения воды в трубах больше примерно в 1,5 раза. Общий расход металла, площадь оборудованных стен и аэродинамические сопротивления при П-образной компоновке при прочих равных условиях также больше. Несимметричное расположение поверхностей нагрева вызывает необходимость применения необогреваемых водоперепускных труб для организации надежной гидравлической схемы. Для полуоткрытой установки П-образная компоновка котлоагрегата не приспособлена. Здание котельной должно быть выше котлов, чтобы обеспечить возможность замены змеевиков конвективной части котла.

Башенные котлы ПТВМ-50-1 (рис. 3.7), ПТВМ-100, ПТВМ-150 и ПТБМ-180 (рис. 3.8) в основном аналогичны между собой по конструкции и собираются или из одинаковых, *или из подобных элементов*, что обеспечивает унификацию их производства (табл. 3.2). Конструкция этих агрегатов допускает полуоткрытую их установку. В помещении заключена только нижняя часть котла, где расположены горелочные устройства, арматура, автоматика и дутьевые вентиляторы. Это снижает затраты на строительство здания теплостанции и создает удобства для летних ремонтов.

Для всех котлов, кроме ПТВМ-180, предусмотрена возможность их установки как со стальной дымовой трубой, непосредственно опирающейся на каркас котла, так и с отдельно стоящей железобетонной или кирпичной дымовой трубой. Трубы экранов для всех котлов приняты диаметром 60 × 3 мм с шагом 64 мм; трубы конвективной части — диаметром 28 × 3 мм с шагом $s_1 = 62$ мм, $s_2 = 32{,}5$ мм. Относительный шаг экранных труб $s/d = 1{,}07$ принят по соображениям защиты от нагрева натруб-

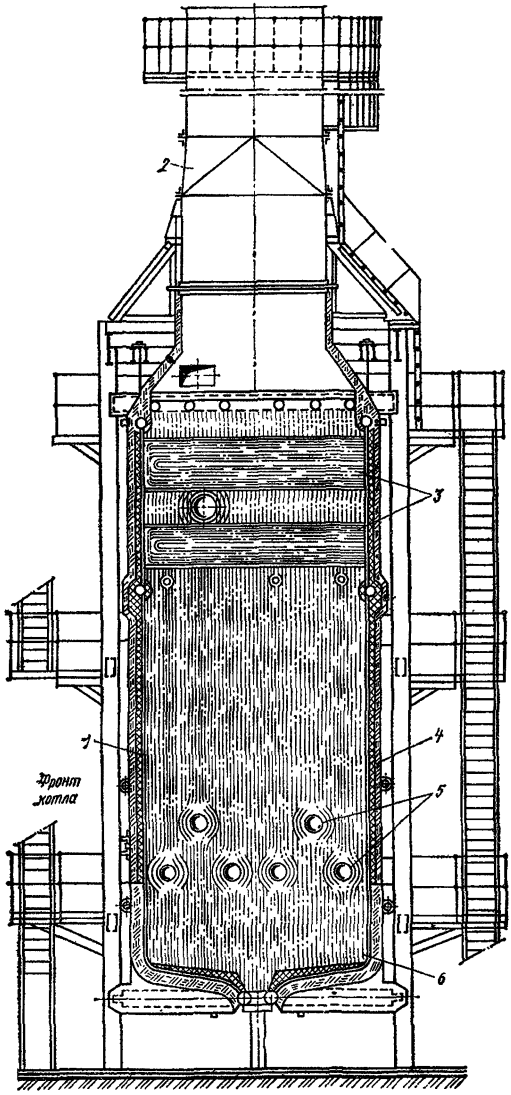


Рис. 3.7. Стальной водогрейный котел ПТВМ-50-1
1, *4* и *6* — экраны; *2* — дымовая труба; *3* — конвективные поверхности нагрева; *5* — горелки

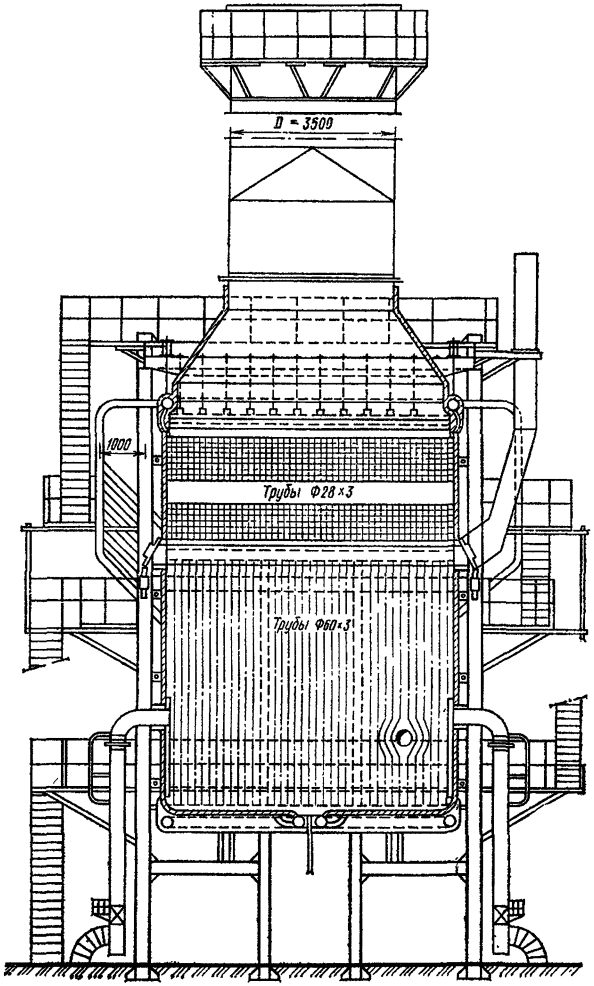


Рис. 3.8. Теплогенератор ПТВМ-180

ной обмуровки. Вся трубная система подвешена к каркасной раме и свободно расширяется вниз вместе с облегченной натрубной обмуровкой. Конструкция котлов предусматривает их поставку крупными блоками, собираемыми на заводе-изготовителе. Обмуровка монтируется в единое целое с блоками котла.

Таблица 3.2. Конструктивные и технико-экономические характеристики водогрейных, пиковых и отопительных котлов ПТВМ

Показатель	ПТВМ—180	ПТВМ—100	ПТВМ—50—1	ПТВМ—50	ПТВМ—30	ПТВМ—100
1	2	3	4	5	6	7
Компоновка котла	Башенная	Башенная	Башенная	Т-образная	П-образная	Башенная
Топливо	Мазут — газ	Мазут — газ	Мазут — газ	Мазут — газ	Мазут — газ	Каменный и бурый угли
Тепловая производительность, МВт	209,4	116,3	58,2	58,2	34,9	116,3
Радиационная поверхность топки, $м^2$	479	165,7	116,0	217,8	108	316
Поверхность фестона, $м^2$	—	—	—	57,8	27,0	338
Объем топочной камеры, $м^3$	412	245	109	163	82	396
Габариты в плане по осям колонн, м	12,2 × 6,9	6,9 × 6,9	5,16 × 5,18	9,476 × 4,74	4,73 × 5,03	6,93 × 6,93
Высота, м	13,2	14,45	13,5	12,27	14,8	220
Площадь пола с учетом выступающих частей, $м^2$	217	133	80	128	74	230

Продолжение табл. 3.2

Показатель	ПТВМ—180	ПТВМ—100	ПТВМ—50—1	ПТВМ—50	ПТВМ—30	ПТВМ—100
Масса металла, всего:	266	161,1	114,9*	125,4	6!	135**
в том числе трубы, т	218	113	49,9	67,8	32	40**
прочего металла, т	48,0	48	65,0*	57,6	29	95
Масса обмуровки, т	107	54,7	45,1	49,3	33,4	75
Общая масса агрегата, т	373,0	215,8	162,0	192,5	166,4	210**
Расход воды, кг/с:						
при двухходовой схеме	1075	595	417	8-ходовая схема	208	595
при четырехходовой схеме	625	342	174	230	104	342
Скорость воды в трубах экранов, м/с:						
при двухходовой схеме	1,26/1,52***	1,42	1,45	—	_	1,4
при четырехходовой схеме	1,47/1,83***	1,68	1,21	1,45	1,45	1,61
То же в трубах конвективной части, м/с:						
при двухходовой схеме	1,33/1,03***	1,42	1,45	—	—	1,32

при четырехходовой схеме	1,56/1,21***	1,68	1,21	1,41	1,41	1,53
Гидравлическое сопротивление, Па, при:						
двухходовой схеме	$10,6 \cdot 10^3$	$9,4 \cdot 10^3$	$5,45 \cdot 10^3$	—	$5,45 \cdot 10^3$	$7,9 \cdot 10^3$
четырехходовой схеме	$23,8 \cdot 10^3$	$21,1 \cdot 10^3$	$9,4 \cdot 10^3$	$19,1 \cdot 10^3$	$16,7 \cdot 10^3$	$21,1 \cdot 10^3$
КПД котла при среднегодовой нагрузке, %	93,1	93,4	92,3	93,7	93,8	89,0
Температура уходящих газов при среднегодовой нагрузке, °С	110	120	150	100	100	142
Мощность электродвигателей собственных нужд, кВт	200	112	34	104	52	1720
Удельный расход электроэнергии на собственные нужды, кВт/ГДж	0,302	0,268	0,256	0,289	0,256	4,12

* Включая массу металлической дымовой трубы.

** Без массы вспомогательного оборудования, лестниц и площадки обслуживания.

*** В числителе — при основной нагрузке, в знаменателе — при пиковой.

Топочная камера агрегатов производительностью 116,3 МВт разделена на 8 пространственных блоков, в состав которых входят экранные трубы, камеры и каркас. Для получения котла мощностью 58,2 МВт используют лишь 4 угловых топочных блока. Конвективная часть разделена на 6 блоков. Масса каждого из них для котлов производительностью 58,2 МВт составляет примерно 4,7 т, а мощностью 116,3 МВт — около 10 т. Собираются эти блоки из секций, представляющих собой трубу (стояк) размером 83 × 3,5 мм, разделенную перегородками на 3 участка, в которую вварены своими концами V-образные змеевики, расположенные в 2 ряда в шахматном порядке. Трубы змеевиков каждой секции сварены между собой и образуют жесткую ферму. Змеевики такой конвективной части не требуют промежуточных опор или подвесок.

Водогрейные котлы ПТВ-50, ПТВМ-50-1 и ПТВМ-50 имеют по 12 газомазутных горелок с индивидуальными дутьевыми вентиляторами типа П-13-50 № 4, а котлы ПТВМ-100 — 16 горелок с вентиляторами ЭВР-6 производительностью по 9000 м³/ч. Каркасы башенных котлов выполнены из профильного проката и рассчитаны на нагрузку от массы агрегата и ветровой нагрузки дымовой трубы в районах с сейсмичностью до 9 баллов, а также на нагрузку от перекрытия здания котельной массой до 15 т на каждую угловую колонну. Облегченная обмуровка котлов типа ПТВМ укреплена непосредственно на экранных трубах и состоит из трех слоев: шамотобетона на глиноземистом цементе, который наносится на трубы по металлической сетке; минеральной ваты в виде матрацев в металлической сетке или плит; уплотнительной газонепроницаемой обмазки, которая обеспечивает гидроизоляцию поверхности котла от атмосферных осадков (общая толщина обмуровки 115 мм, масса 1 м² 100 кг). При такой обмуровке потери теплоты в окружающую среду при максимальной нагрузке составляют не более 0,1 %.

Пиковые и отопительные котлы, предназначенные для работы на газе и мазуте, полностью автоматизированы и не требуют постоянного дежурного персонала. В целях защиты котлов от аварийных случаев в схемах автоматики предусмотрено автоматическое отключение подачи топлива в топку: при повышении давления и температуры воды в котле выше допустимого предела; то же при снижении давления; при снижении расхода воды ниже минимально допустимого предела; при снижении давления

газа или мазута ниже допустимого предела; при потере давления воздуха после дутьевых вентиляторов, а также ряд других автоматических защит и блокировок.

В последнее время стали производить котлы новой унифицированной серии, рассчитанные на теплопроизводительность от 4,6 до 209 МВт в трех модификациях: 1) КВ-ГМ (К — котел, В — водогрейный, ГМ — газомазутный); 2) КВ-ТС (котел водогрейный, Т — твердое топливо, С — слоевой способ сжигания); 3) КВ-ТК (котел водогрейный, Т — твердое топливо, К — камерный способ сжигания).

С целью максимальной унификаций водогрейные котлы мощностью от 4,6 до 209 МВт разделяют на 4 группы. К *первой группе* относятся водогрейные котлы мощностью 4,6 и 7,5 МВт, которые предназначены для сжигания газа, мазута и твердого топлива. Трубная система котлов поставляется единым блоком. Во *вторую группу* входят котлы мощностью 11,6; 23,2 и 35 МВт, предназначенные для работы на газе, мазуте и твердом топливе. В *третью группу* входят котлы мощностью 58, 116 и 209 МВт, предназначенные для работы на газе и мазуте. *Четвертую группу* составляют котлы, входящие в 3-ю группу, но работающие на твердом топливе. Водогрейные котлы, входящие в 4-ю группу, могут использоваться в качестве основных в котельных и взамен пиковых подогревателей сетевой воды на ТЭЦ.

Котлы КВ-ГМ тепловой мощностью 11,6; 23,2; 34,9 МВт имеют единый профиль и различаются лишь глубиной топочной камеры и конвективной шахты; они оборудованы одной газомазутной горелкой типа РГМГ. Котел КВ-ГМ-50 имеет две горелки РГМГ-20, а котел КВ-ГМ-100 — три горелки РГМГ-30. В котлах КВ-ТС и КВ-ТСВ (с воздухоподогревателем) применены топки с пневмозабрасывателями и цепными решетками ПМЗ-ЛЦР и ПМЗ-ЧЦР. Эти топки отличаются универсальностью при сжигании различных сортов топлива и работают при относительно высоких тепловых нагрузках. На слоевых котлах применены устройство возврата уноса угольной мелочи и острое дутье. Трубная система топочной камеры слоевых котлов отличается от аналогичной системы газомазутных котлов только отсутствием подового экрана. Камеры полностью экранируются трубами диаметром 60 × 3 мм с шагом $s = 64$ мм. В задней части топочной камеры имеется промежуточная экранированная стенка, образующая камеру догорания. Экраны промежуточной

стенки выполнены также из труб диаметром 60 × 3 мм с шагами $s_1 = 128$ и $s_2 = 182$ мм, но эти трубы установлены в два ряда.

Конвективная (водогрейная) поверхность нагрева у всех котлов расположена в вертикальной шахте с полностью экранированными стенками. Задняя и передняя стенки выполнены из труб диаметром 60 × 3 мм. Боковые стенки экранированы трубами диаметром 83 × 3,5 мм и являются коллекторами для И-образных ширм из труб диаметром 28 × 3 мм. Ширмы расставлены таким образом, что трубы образуют шахматный пучок с шагами $s_1 = 64$ мм и $s_2 = 40$ мм. Передняя стена шахты, являющаяся одновременно задней стеной топки, выполнена цельносварной и отделяет топочную камеру от конвективной поверхности нагрева. В нижней части стены трубы с шагами $s_1 = 256$ мм и $s_2 = 180$ мм разведены в четырехрядный фестон. Все трубы, образующие переднюю, боковые и заднюю стены, вварены непосредственно в камеры диаметром 219 × 10 мм. Воздухоподогреватель котлов КВ-ТСВ выполнен из труб диаметром 40 × 1,6 мм одноходовым по воздуху. Трубы расположены в шахматном порядке. Расход воды через котел составляет: для КВ-ГМ-10 — 123,5 т/ч; КВ-ГМ-20 — 247; КВ-ГМ-30 — 370; КВ-ГМ-50 — 618 и КВ-ГМ-100 — 1235 т/ч. При работе на жидком и твердом топливе предусмотрена дробеочистка.

Несущего каркаса у котлов нет. Каждый блок котла (топочный и конвективный) имеет опоры, приваренные к нижним коллекторам. Число опор зависит от теплопроизводительности котла. Опоры, расположенные на стыке конвективного блока и топочной камеры, являются неподвижными. Водогрейные котлы рассматриваемой серии спроектированы таким образом, что при наличии необходимых грузоподъемных средств поставка трубной части котлов может осуществляться объемными транспортабельными блоками или отдельными панелями (независимо от теплопроизводительности котла). Обмуровка котла облегченная, натрубная, толщиной приблизительно 110 мм. Она состоит из трех слоев: шамотобетона, совелитовых плит или минераловатных матрацев и уплотнительной магнезиальной обмазки.

Разработана серия и выпускаются котлы КВ-ГМ-4 и КВ-ГМ-6,5. Краткие технические характеристики котлов этой серии приведены в табл. 3.3. В отличие от котлов КВ-ГМ-10,

Таблица 3.3. **Краткие технические характеристики водогрейных газомазутных котлов серии КВ-ГМ**

Показатель	КВ-ГМ-4	КВ-ГМ-6,5	КВ-ГМ-10	КВ-ГМ-20	КВ-ГМ-30	КВ-ГМ-50	КВ-ГМ-100
1	2	3	4	5	6	7	8
Тип компоновки	Горизонтальная с выходом газов вниз		Горизонтальная с камерой дожигания и выходом газов вверх			П-образная	П-образная
Мощность, МВ · т	4,64	7,54	11,63	23,25	34,9	58,2	116,3
Расход воды, кг/с	13,75	22,2	34,3	68,5		342* 171	343 684
Максимальное давление воды, МПа	2,45	2,45	2,45	2,45	2,45	2,45	2,45
Максимальная температура воды, °С	200	200	200	200	200	200	200
Поверхность нагрева, $м^2$:							
радиационная	38,6	48,9	53,6	106,6	126,9	245	325
конвективная	88,7	150,4	228,7**	416,8**	592,6	1223	2385
Температура уходящих газов, °С	150 245	153 245	185 230	190 242	250 160	142 180	138 180
КПД при номинальной нагрузке, %	90,5 86,35	91,1 87,0	90,3 88,9	89,9 87,55	91,2 87,7	92,5 91,1	92,7 91,3
Сопротивление газового тракта, Па	217 253	225 265	460 460	588 588	670 670	981 931	1170 1120

Продолжение табл. 3.2

Показатель	КВ-ГМ-4	КВ-ГМ-6,5	КВ-ГМ-10	КВ-ГМ-20	КВ-ГМ-30	КВ-ГМ-50	КВ-ГМ-100
Гидравлическое сопротивление, МПа	0,1165	0,1170	0,1470	0,2250	0,190	0,1305	0,165
Общая длина (включая площадки), м	7,257	8,760	8,350	11,540	13,65	10,5	14,12
Глубина топки, м	2,496	3,520	3,904	6,384	8,484	4,160	6,208
Глубина конвективной части, м	0,608	1,056	0,768	1,536	2,304	1,664	3,200
Ширина, м	2,040	2,040	3,2	3,2	3,2	5,70	5,70
Высота топки, м	3,840	3,840	3,9	3,9	3,9	10,180	10,40
Высота конвективной топки, м	3,840	3,840	7,3	7,3	7,3	6,620	6,80
Общая высота агрегата, м	3,840	3,840	7,3	7,3	7,3	15,515	16,450
Теплонапряжение топки, кВт/м^3	—	—	337	432	—	250	325

* В числителе — при работе на газе, в знаменателе — при работе на мазуте.

** Включая поверхность фестона.

20, 30 в этих котлах отсутствует камера дожигания, а газы в конвективной шахте двигаются сверху вниз. Задняя стена и стена, отделяющая конвективную часть от топки, выполнены из кирпича. В остальной части обмуровка натрубная облегченная. Вследствие применения дробевой очистки общая высота агрегата, несмотря на относительно малую мощность, больше 10 м, что приводит в конечном итоге к высоким капитальным вложениям в тепловые станции и усложняет их обслуживание.

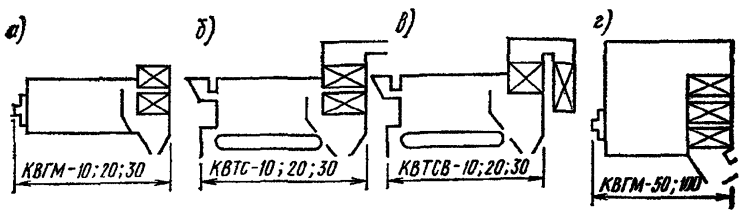


Рис. 3.9. Профили водогрейных котлов
а — КВ—ГМ—10, 20 и 30; *б* — КВ—ГС—10, 20, 30;
в — КВ—ТСВ—10, 20, 30; *г* — КВ—ГМ—50 и 100

Конструкция котлов серии КВ-ГМ позволяет без существенных изменений перевести их на слоевое сжигание твердого топлива на цепной решетке. Для этого следует лишь подовый экран топки заменить колосниковой решеткой, а газомазутные горелки — топливоподающим устройством (например, пневмомеханическим забрасывателем). Со слоевым сжиганием топлива выпускаются котлы серии КВ-ТС-4 и 6,5, а также КВ-ТС-10, 20 и 30, (рис. 3.9). На рис. 3.10 показан общий вид котлов КВ-ТС-4 и КВ-ТС-6,5, а в табл. 3.4 приведены их технические характеристики. Для сжигания бурых влажных углей теплогенераторы КВ-ТС-10 и КВ-ТС-20 выпускают с воздухоподогревателями. Компоновка хвостовых поверхностей КВ-ТС-20 показана на рис. 3.11.

3.2. ПАРО- И ТЕПЛОГЕНЕРАТОРЫ АТОМНЫХ СТАНЦИЙ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ (АСТ)

Парогенератор или теплогенератор (водонагреватель) — обязательный элемент любой двух- или трехконтурной АТЭЦ или АСТ, разделяющий первый и второй контуры и принадлежа-

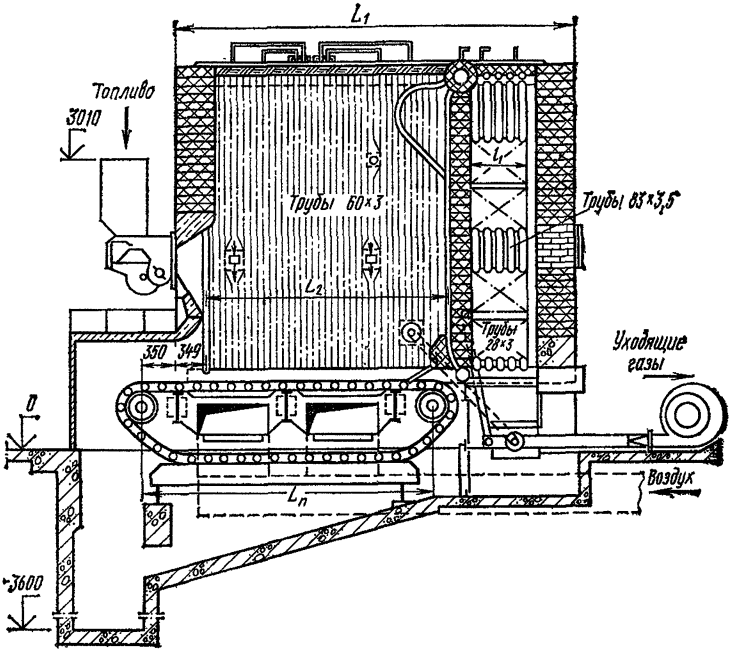


Рис. 3.10. Общий вид водогрейных котлов КВ-ТС-4 и 6,5

щий в равной мере как тому, так и другому. В наиболее простой схеме питательная вода, поступающая в парогенератор, смешивается с водой, находящейся внутри корпуса, и нагревается до температуры насыщения в основном за счет конденсации некоторого количества пара. Поэтому с достаточной точностью можно считать, что температура рабочего тела в парогенераторе неизменна и равна температуре насыщения. В парогенераторе, генерирующем сухой насыщенный пар, температурный напор на входе теплоносителя всегда выше, чем на выходе, на величину охлаждения теплоносителя.

Парогенератор иногда выполняют с выделенным водяным экономайзером. В этом случае имеется выигрыш в поверхности нагрева парогенераторной установки за счет увеличения температурного напора, однако схема установки в этом случае усложняется в ущерб надежности. Поверхность нагрева паро- или теплогенератора всегда представляет собой систему змеевиков малого диаметра, внутри которых течет теплоноси-

Таблица 3.4. Краткие технические характеристики котлов серии КВ-ТС для слоевого сжигания твердого топлива

Показатель	КВ-ТС-4	КВ-ТС-6,5	КВ-ТС-10	КВ-ТС-20
Компоновка	Горизонтальная с выходом газов вниз		Горизонтальная с выходом газов вверх	
Мощность, МВт	4,64	7,54	11,63	23,26
Расход воды, кг/с	13,75	22,2	34,2	68,5
Расход топлива (Ирша-Бородинский уголь), кг/с	0,356	0,575	0,6	0,12
Максимальное давление воды, МПа	2,45		2,45	
Максимальная температура воды, °С	200		200	
Поверхность нагрева, $м^2$:				
радиационная	38,66	48,9	55,9	82,8
конвективная	88,7	150,4	229	417
Температура уходящих газов, °С	225	225	220	230
КПД при номинальной нагрузке, %	81,1	82,1	80,5	79,1
Сопротивление газового тракта, Па	410	426	883	850
Гидравлическое сопротивление, МПа	0,1020	0,1055	0,146	0,206
Общая глубина котла, м	4,168	5,616	8,350	11,540
Глубина топочной камеры, м	2,496	3,520	3,904	6,384
Длина цепной решетки, м	3,000	4,000	4,0	6,5
Глубина конвективной шахты, м	0,608	1,056	1,536	2,304
Объем топки, $м^3$	16,3	22,7	38,5	61,6
Теплонапряжение объема топки, $кВт/м^3$	351	405	375	477

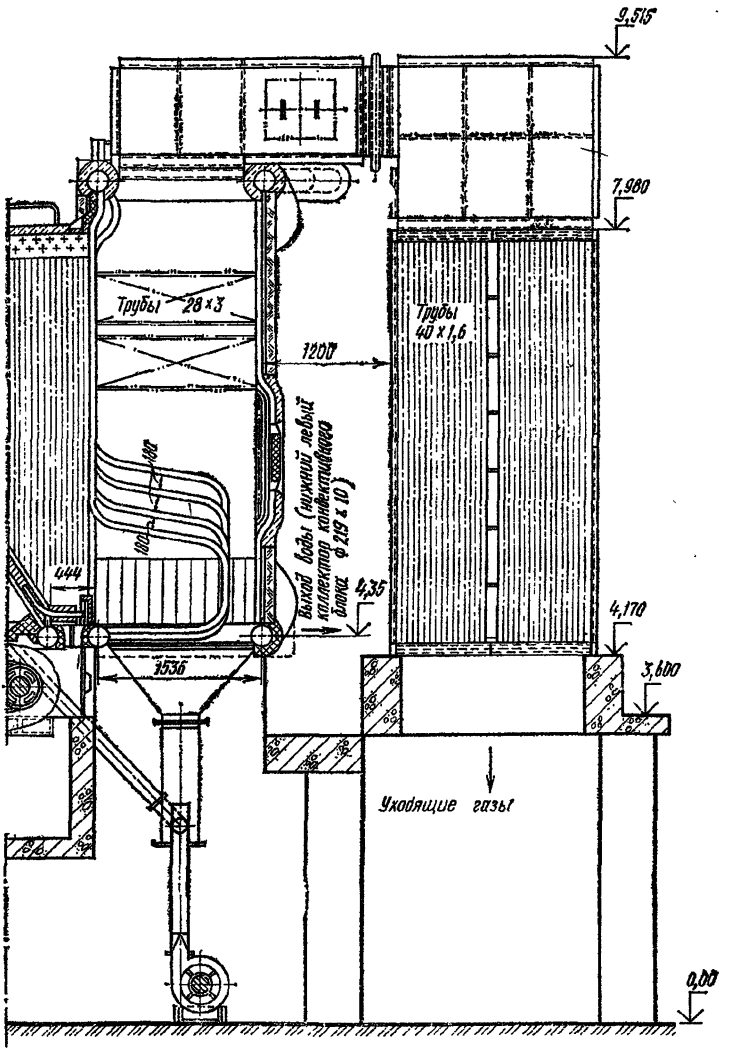


Рис. 3.11. Компоновка конвективных поверхностей нагрева водогрейного котла КВ-ТС-20

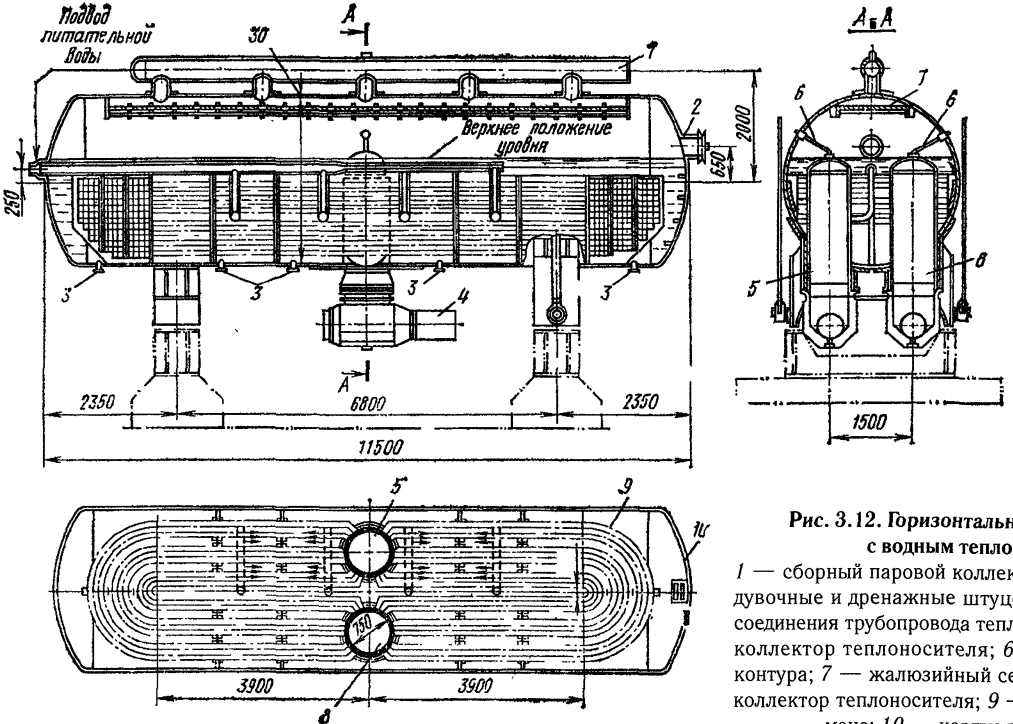


Рис. 3.12. Горизонтальный парогенератор с водным теплоносителем

1 — сборный паровой коллектор; *2* — лаз; *3* — продувочные и дренажные штуцера; *4* — патрубок подсоединения трубопровода теплоносителя; *5* — входной коллектор теплоносителя; *6* — воздушник первого контура; *7* — жалюзийный сепаратор; *8* — выходной коллектор теплоносителя; *9* — поверхность теплообмена; *10* — корпус парогенератора

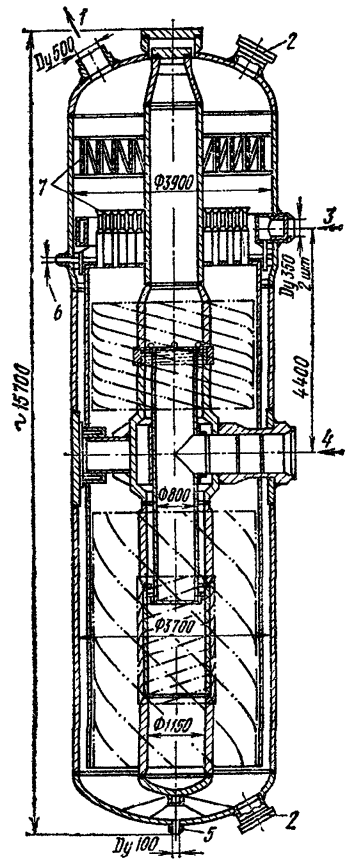


Рис. 3.13. Вертикальный парогенератор

1 — выход пара; *2* — люк для обслуживания; *3* — вход питательной воды; *4* — вход теплоносителя, *5* — периодическая продувка; *6* — непрерывная продувка; *7* — сепарационные устройства

тель при существенно большом давлении. Конструктивно установки выполняют горизонтальными (рис. 3.12) или вертикальными (рис. 3.13). В обоих случаях по стороне второго контура использована естественная циркуляция. Горизонтальная конструкция более технологична в изготовлении и надежна в эксплуатации. Кроме того, горизонтальный парогенератор имеет большую площадь зеркала испарения и существенно меньшие скорости пара на выходе в паровой объем. Однако высота парового объема у него ограничена, так как определяется диаметром корпуса, а он ограничен транспортными габаритами. Кроме того, по мере подъема пара непрерывно уменьшаются сечения для прохода пара, скорости возрастают и условия для его осушки ухудшаются. Вследствие ограниченности диаметра корпуса в его паровом пространстве практически возможно разместить только простейшие и поэтому не всегда достаточно эффективные сепарационные устройства. В вертикальном парогенераторе скорости по мере подъема пара остаются неизменными, высота парового объема может быть значительно увеличена, размещение высокоэффективных сепарационных устройств облегчено. Мощность парогенератора паропроизводительностью 1469 т/ч по условиям транспортных габаритов является предельной. Ос-

новные конструктивные характеристики серийно выпускаемых парогенераторов приведены в табл. 3.5.

Таблица 3.5. **Конструктивные характеристики серийно выпускаемых парогенераторов атомных станций**

Основные конструктивные характеристики	Тип реактора			
	ВВЭР-210	ВВЭР-365	ВВЭР-440	ВВЭР-1000
Паропроизводительность парогенератора, т/ч	230	325	452	1469
Число парогенераторов на один реактор, шт	6	8	6	4
Температура питательной воды, °С	189	195	226	225
Давление насыщенного пара, МПа	3,2	3,3	4,7	6,4
Температура насыщенного пара, °С	236	238	259	278
Поверхность нагрева парогенератора, $м^2$	1300	1810	2500	5200
Число трубок	2074	3664	5146	15648
Диаметр трубок, мм	21	16	16	12
Средняя длина трубок, мм	9500	10100	8700	8900
Скорость теплоносителя в трубках, м/с	2,94	3,36	2,70	4,89
Внутренний диаметр корпуса, мм	3010	3010	3210	4000
Длина корпуса, мм	11570	11570	11950	15000
Масса парогенератора без воды, т	104,2	112	145	265
То же, на 1 т пара	0,45	0,344	0,32	0,18

Технико-экономические разработки показали целесообразность строительства атомных станций теплоснабжения теплопроизводительностью не ниже 500 МВт. Наиболее перспективным в настоящее время считается проект АСТ-500, выполненный по трехконтурной схеме. Число систем безопасности и петель промежуточного контура каждого реактора принято равным трем. Каждая из петель промежуточного контура имеет свои вспомогательные системы подпитки и очистки воды или другого теплоносителя. При разгерметизации или выходе из строя одной из петель теплообменника две другие продолжают

работать. Тем самым отпуск теплоты хотя и сокращается, но не прекращается. Давление в промежуточном контуре выбрано меньшим, чем в реакторе, во избежание ухудшения качества воды в реакторе за счет перетока в нее воды из промежуточного контура.

3.3. ПАРО- И ТЕПЛОГЕНЕРАТОРЫ ГЕЛИО- И ГЕОТЕРМАЛЬНЫХ УСТАНОВОК

В настоящее время солнечные теплогенераторы получили широкое применение для установки опреснения воды (рис. 3.14), водоподъемных и сушильных установок, для обогрева теплиц и зданий в южных районах. В общем виде задача получения теплоты солнечной энергии и преобразования ее в пар или высокопотенциальную тепловую энергию (115—150 °С) решена, однако на пути ее серийной реализации имеется ряд технических трудностей. Первый относительно крупный парогенератор, вырабатывающий около 14 кг/с пара с давлением 3 МПа и температурой 400 °С, сдан в эксплуатацию в 1985 г.

Простейшие гелиоустановки имеют, как правило, три основные части: солнечную панель для поглощения солнечной энергии, теплообменники, теплонакопитель. В южных районах нашей страны производительность такого типа водонагревателей на 1 м^2 площади застекления в летний день достигает 60—70 л воды, на-

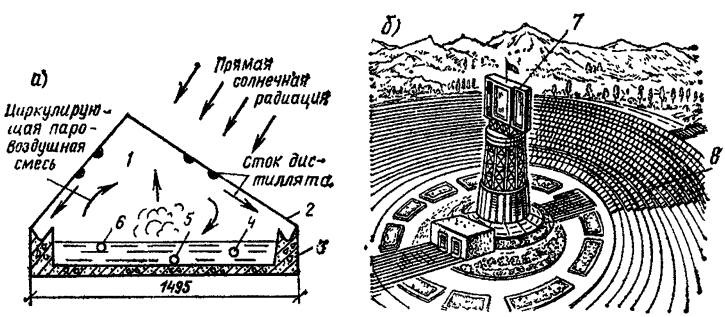


Рис. 3.14. Гелиотепло- и парогенераторы

а — солнечный опреснитель; *б* — парогенератор; *1* — замкнутый объем; *2* — светопрозрачная кровля; *3* — железобетонные лотки; *4* — труба для заливки соленой воды; *5* — трубка для слива рассола; *6* — трубка для слива избыточной воды; *7* — котел; *8* — зеркала

гретой до 55—60 °С. Схема опреснительной установки показана на рис. 3.14. Секция солнечного опреснителя (теплогенератора) состоит из двух основных частей: железобетонных лотков *3* (см. рис. 3.14, *а*) и свегопрозрачной кровли *2*, которые герметично соединены между собой и образуют замкнутый объем *1*. Через трубку *4* заливают в секцию соленую воду, подлежащую опреснению. Со второго более низкого торца трубка *6* служит для слива избыточной воды, поступающей при заливке, а трубка *5* — для слива рассола. Дно бассейна засыпано ровным слоем песка толщиной 10—15 мм для предотвращения адгезии выпавших на дно солей, облегчения их очистки и уменьшения коррозии бетона.

Парогенерирующая гелиоустановка имеет более сложное устройство (рис. 3.14, *б*). В центре площадки на башне высотой 40 м установлен трубчатый котел *1*, который может вращаться и изменять угол наклона вслед за видимым вращением солнца и направлением отраженных его лучей от подвижных зеркал *2*, расположенных на двадцати трех концентрически расположенных железнодорожных путях. Каждый движущийся отражатель размером 3 × 5 м состоит из 30 отдельных зеркал. Сложная система автоматики разработана с таким расчетом, чтобы вся система движущихся отражателей в каждый момент времени улавливала максимальное количество лучистой энергии. Котел представляет собой плоский экран из вертикальных труб, в центре которого расположен парогенератор с пароперегревателем, размещенным вокруг него. Периферийные, менее интенсивно обогреваемые области служат экономайзером.

Геотермальные воды наиболее целесообразно применять для теплоснабжения производственных, жилых, общественных и сельскохозяйственных зданий и сооружений. При использовании геотермальных вод с невысоким солесодержанием не требуется установки тепло- или парогенераторов, так как вода, пройдя систему очистки, непосредственно направляется в систему теплоснабжения. В случае использования высокоминера-

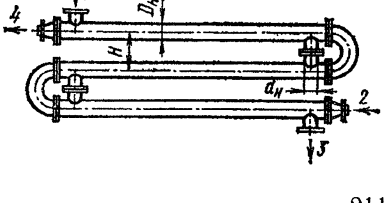


Рис. 3.15. Водоводяной секционный водоподогреватель
1 — поступление воды из теплосети; *2* — поступление воды из скважины; *3* — подача воды в теплосеть; *4* — сброс охлажденной воды

лизованной воды вследствие сложности и высокой стоимости необходимой химводоочистки применяют закрытую схему, в которой тепло геотермальных вод используют для нагрева в промежуточном теплообменнике (теплогенераторе) химочищенной воды (рис. 3.15). В случае недостаточного нагрева в системе устанавливают котельную пикового догрева за счет использования теплоты сжигаемого органического топлива или теплоты, получаемой от электронагревателей.

3.4. СТРОИТЕЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ И МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В ПАРОВЫХ И ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛАХ

3.4.1. Каркасы паровых и водогрейных котлов. Каркасом паровых и водогрейных котлов называется пространственная металлическая конструкция, поддерживающая барабан, трубную систему, обмуровку, помосты и лестницы. Различают каркасы с самостоятельным фундаментом, не связанным со строительной конструкцией здания, и каркасы, совмещенные с несущими конструкциями здания. Каркасы с самостоятельным фундаментом разделяют на опорные (или несущие) и обвязочные. Обычно паровые и водогрейные котлы малой производительности опираются на специальные стойки или рамы, а обмуровка, гарнитура и другие детали крепятся к обвязочному каркасу. Масса металлической части котлов и обмуровки передается непосредственно на фундамент.

Несущий каркас обычно выполняют разделенным на части, относящиеся к топочному устройству и конвективным поверхностям нагрева. Каждая из частей представляет собой металлическую конструкцию, опирающуюся на фундамент и связанную с рядом стоящими конструкциями других частей жесткими соединениями (рис. 3.16). В агрегате небольшой паропроизводительности колонны устанавливают только по углам топки и конвективной шахты. Каркас обычно представляет собой жесткую рамную конструкцию, состоящую из мощных вертикальных колонн (стоек), располагаемых обычно по углам топочной камеры и конвективного газохода, обвязанных поперечными балками, фермами и ригелями. К балкам и фермам непосредственно крепятся барабаны, трубная система, обмуровка и т. п. Ненагруженные ригели служат связями жесткости между колоннами.

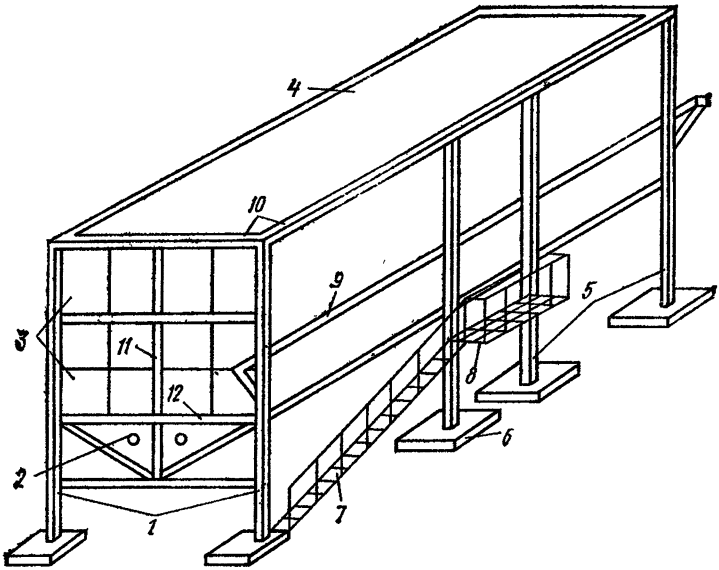


Рис. 3.16. Каркас парогенератора П-образной компоновки
1 — несущие колонны топочной камеры; *2* — отверстия для топливных горелок; *3* — обшивочные щиты фронтальной стены; *4* — потолочное перекрытие; *5* — несущие колонны конвективной части; *6* — опорные башмаки фундамента; *7* — лестница; *8* — площадка обслуживания; *9* — ферма; *10* — несущие потолочные балки; *11* — стойка; *12* — ригель

Колонны каркаса, связанные жесткими поперечными фермами, являются остовом котла. Для крепления обмуровки и ее металлической обшивки устанавливают рамы и металлические щиты. Щиты делятся: на фронтальные, боковые, холодной воронки, подвесного свода, наклонного потолка, топки и т. д. На каркас паровых и водогрейных котлов действуют следующие нагрузки: первая — основная — возникает от массы агрегата и вызывает сжатие и изгиб элементов каркаса; вторая — напряжения — возникает при собственном неравномерном расширении каркаса от нагревания; третья — усилия опрокидывания каркаса (например, во время землетрясения); четвертая — кратковременного воздействия сил при взрыве в топке или в газоходах; пятая — от ветровой нагрузки при открытой компоновке, выполняемой в южных районах.

Прочность и устойчивость каркаса значительно возрастают благодаря тому, что все диагональные связи и большинство горизонтальных балок жестко приварены к колоннам. Свободно опираются на каркас лишь те балки, которые могут при тепловом расширении при изгибе создавать большие дополнительные напряжения в колоннах. Жесткость каркаса дополнительно увеличивается за счет забетонирования колонн в фундаменте котла. Для агрегатов, работающих в сейсмических областях, приходится предусматривать специальные раскрепляющие фермы и растяжки и связывать каркасы соседних котлов жесткими балками.

Каркас современного котла является сложной металлической конструкцией, и на его изготовление затрачивается большое количество металла. В существующих конструкциях агрегатов паропроизводительностью от 0,7 до 110 кг/с масса каркаса составляет от 20 до 40 % массы всего агрегата. Колонны обычно выполнены из двух стальных швеллеров или двутавровых балок, жестко соединенных накладками из листовой стали; они передают на фундамент сосредоточенные нагрузки, составляющие для современных котлов 100 т и более.

Во избежание чрезмерных удельных давлений на фундамент колонны снабжены опорными башмаками, выполненными из листовой стали, и угольниками. Нижнюю плоскость башмаков рассчитывают на допускаемое для материала фундамента напряжение сжатия и закрепляют после выверки в фундаменте болтами или заделывают в фундамент для увеличения жесткости колонн (рис. 3.17). Опорную площадь фундамента определяют из условия допустимого давления на основание и зависящую от характера грунта. Фундамент котла обычно не связывают с фундаментом здания, чтобы каждый из них имел независимую осадку. Глубину закладки фундамента выбирают с таким расчетом, чтобы обеспечить его устойчивость и минимальную осадку.

Высота фундамента может быть различной. Для котлов горизонтальной ориентации фундамент чаще всего доводят до уровня земли, для котлов вертикальной ориентации — чаще всего до уровня второго этажа (площадка обслуживания). Выступающую из земли до второго этажа часть фундамента выполняют в виде рамной железобетонной конструкции. Основные горизонтальные балки жестко приваривают к колоннам, что образует

вместе с ними единую рамную систему. Часть горизонтальных балок свободно опирается на колонны, и их положение фиксируется болтами. Несущие и обвязочные горизонтальные балки выполняют из стальных швеллеров, двутавров или угольников. Для современных котлов большой производительности основные несущие колонны и балки выполняют в виде сварной конструкции, составленной из ряда угольников и листовой стали.

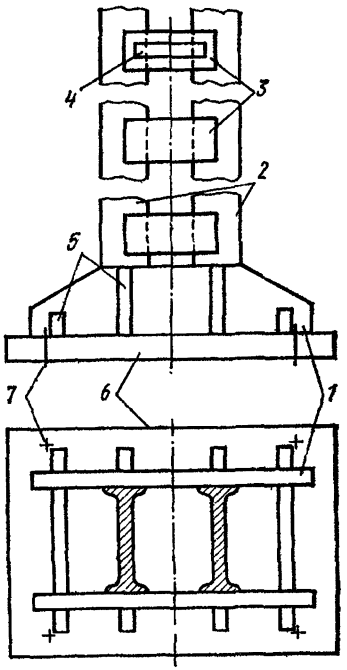


Рис. 3.17. Опорная часть колонны
1 — траверса; 2 — ветви; *3* — планки; 4 — диафрагма; *5* — ребра; *6* — опорная плита; *7* — отверстия под болты

Для удобного и безопасного обслуживания котлов на каркасе крепят постоянные площадки и лестницы с перилами высотой 1 м, со сплошной обшивкой перил в нижней части стальным листом высотой 100 м. Ширину свободного прохода площадок для обслуживания арматуры, контрольно-измерительных приборов и других работ принимают равной 800 мм. Лестницы должны иметь ширину не менее 600 мм, высоту между ступенями до 200 мм, ширину ступеней 80 мм. Площадки и лестницы изготовляют из листовой рифленой или полосовой стали с ячейкой размером 30 × 30 мм. Площадки состоят из металлических рам, опирающихся на каркас через косины. Диаметр поручней принимают равным 18—20 мм.

Помосты (площадки), необходимые для обслуживания агрегата, работают как горизонтальные фермы, увеличивая жесткость каркаса. Они выполнены в виде рам, которые сварены из швеллеров с приваренными к ним листами рифленой стали. Угол наклона лестниц в соответствии с правилами техники безопасности не превышает 45°. Для уменьшения термических напряжений основные элементы каркаса вынесены из зоны обогрева

за обмуровку, что облегчает работу металла, обеспечивая низкую температуру, а следовательно, небольшое и равномерное удлинение деталей отдельных элементов каркаса. На колонны каркаса передаются нагрузки не только от частей котельного агрегата, но и изгибающие и скручивающие усилия, возникающие от горизонтальных балок и ферм. Иногда балки, поддерживающие поверхности нагрева в хвостовой (конвективной) части котла, проходят непосредственно через газоход и омываются горячими газами. Такие балки принудительно охлаждают, пропуская через них воздух, а снаружи их покрывают тепловой изоляцией. Для обеспечения температурного режима один конец балки в таких случаях крепят на скользящей опоре.

Барабаны паровых котлов, коллекторы экранов, пароперегревателей и экономайзеров при нагреве удлиняются, поэтому для предупреждения возникновения больших температурных напряжений при расширении их устанавливают на специальные подвижные опоры (например, роликовые), закрепленные на горизонтальных балках, или подвешивают к балкам на стальных хомутах или шарнирных тягах. Каркасы изготовляют из малоуглеродистой стали (в основном из Ст3) с учетом их монтажа блоками. Однако на монтажную площадку их поставляют обычно отдельными элементами, хотя наиболее выгодной и прогрессивной является поставка каркаса с завода в блочном исполнении. Это исключает большой объем работы по сборке блоков и улучшает качество монтажа, так как в условиях монтажной площадки добиваться высокой точности сборки труднее, чем на заводе. Качественный монтаж котла зависит от точности изготовления фундамента, несущего основную нагрузку от массы котла.

Монтаж каркаса можно разделить на два этапа: 1) подготовительные работы, включающие проверку правильности размеров собранных блоков и готовности фундамента, подготовку такелажной оснастки и механизмов и их установку в соответствии с проектом производства работ; 2) монтаж каркаса, включающий транспортирование блоков в зону действия грузоподъемного механизма, строповку блока и установку его в проектное положение, раскрепление блока, выверку его положения, установку балок и ригелей, соединяющих блоки каркаса между собой, сварку узлов каркаса и установку элементов, монтируемых россыпью. При монтаже каркаса котла для предотвращения его повреждений нельзя допускать отступлений от проектных кон-

струкций и чертежных размеров. При приемке из монтажа или капитального ремонта необходимо следить за нормальным состоянием и плотностью люков, гляделок, обмуровки, не допуская выхода газов из верхней части топочной камеры.

3.4.2. Назначение и конструкции обмуровок. Обмуровка котельного агрегата является плотным теплоизолирующим ограждением топочной камеры и газоходов. Основное назначение обмуровки заключается в обеспечении минимальных потерь теплоты в окружающую среду через ограждающие поверхности и минимальных присосов наружного воздуха к продуктам сгорания. Обмуровка современного котла должна обеспечивать при всех режимах его работы температуру наружных поверхностей в местах, доступных для обслуживающего персонала, не выше +45 °С, а во всех остальных — не выше +55 °С при температуре окружающего воздуха +25 °С. При этом удельные тепловые потери в окружающую среду не должны превышать 350 Вт/м^2.

Большое влияние на экономические показатели работы котла оказывает плотность обмуровки. Увеличение присоса по тракту котла на величину $\Delta\alpha = 0{,}2$ снижает КПД котла на 0,8—1 %. Учитывая влияние этих процессов на ухудшение работы топочного устройства, перерасход электроэнергии на тягу, увеличение потерь теплоты с уходящими газами приводит к годовому перерасходу затрат на топливо в котельной до 2—3 %. Во избежание больших присосов воздуха обмуровку часто закрывают снаружи обшивкой из стальных листов толщиной до 2 мм или обмазывают уплотнительной штукатуркой или эластичной обмазкой.

Конструкция обмуровки зависит от температуры ее внутренней поверхности и интенсивности химического воздействия на нее шлака. В экранированных топках условия работы обмуровки облегчаются, следовательно, степень экранирования также влияет на конструкцию обмуровки. В топке и в первых по ходу газов газоходах котла, где температура высока, внутреннюю часть обмуровки (со стороны газов) выполняют из огнеупорного шамотного кирпича высокого качества; эту часть обмуровки называют *футеровкой*. Остальную часть обмуровки выполняют из диатомитового кирпича и других теплоизоляционных изделий и материалов.

В зависимости от мощности и конструкции котельного агрегата применяют тяжелую или облегченную обмуровку. *Тяжелую обмуровку* выполняют непосредственно из красного кирпича,

облицованного в зоне высоких температур огнеупорным шамотным кирпичом. Этот вид обмуровки прост по конструкции, но имеет значительную толщину (до 640 мм) и массу (до 1200 кг/м^2). Для котлов средней и большой производительности такой вид обмуровки неприменим из-за очень большой массы, больших габаритов, высокой стоимости и неудобства монтажа.

В современных котлах обычно применяют облегченную обмуровку, которая крепится на каркасе котельного агрегата и состоит из слоя шамотного и красного кирпича и слоя изоляционных материалов (диатомитовый кирпич, совелит, вермикулит, шлаковая вата и др.) и в зависимости от толщины имеет массу до 400 кг/м^2 кладки. В последние годы в новых котлах с высокой степенью экранирования топки применяют натрубные обмуровки с толщиной 130—180 мм, массой 120—200 кг/м^2.

В котлах с меньшей степенью экранирования топки применяют шитовую обмуровку, изготовленную в виде отдельных бетонных плит (щитов), которые затем прикрепляют к стальным рамам, опирающимся на элементы каркаса котла. В котлах, сжигающих низкореакционные топлива (например, АШ), часть экранов в зоне горения прикрывают огнеупорными материалами в виде зажигательного пояса; для этого к экранным трубам приваривают щиты диаметром 10 и длиной до 25 мм, которые затем покрывают набивной пластичной хромитовой массой ПХМ-6.

3.4.3. Обмуровочные материалы. Конструкция обмуровки и свойства применяемых материалов определяются прежде всего температурными условиями и химическим воздействием на обмуровку продуктов сгорания. Поэтому кроме таких свойств материалов, как плотность, механическая прочность, теплопроводность, очень важными являются температуроустойчивость, огнеупорность, теплостойкость, термостойкость, шлакоустойчивость и газопроницаемость.

Температуроустойчивость — это свойство материалов сохранять свои качества без существенных изменений при различных степенях нагрева. *Огнеупорность* — свойство материала противостоять воздействию температур. Материалы, огнеупорность которых ниже 1350 °С, называются легкоплавкими, свыше 1350 °С — жаростойкими или тугоплавкими, свыше 1610 °С — класса В, свыше 1670 °С — класса Б, свыше 1730 °С — класса А, свыше 1770 °С — высокоогнеупорными, свыше 2000 °С — материалы высшей огнеупорности.

Теплостойкость — это способность материала выдерживать резкие колебания температуры без существенного изменения структуры. Она выражается числом теплосмен (т. е. быстрых последовательных нагреваний и охлаждений), которые материалы или конструкции выдерживают без деформации. *Термостойкость* — это способность сопротивления огнеупорного материала растрескиванию при возникновении температурных напряжений. *Шлакоустойчивость* — это способность огнеупорного материала противостоять химическому воздействию шлаков. Газопроницаемость характеризуется коэффициентом газопроницаемости, выражаемым в литрах воздуха, проходящего через слой материала в 1 м толщиной и площадью 1 м^2 в течение 1 ч при разности давлений 10 Па.

Все виды материалов, используемые для изготовления обмуровки, обычно делят на пять основных групп: 1) огнеупорные и жаростойкие материалы; 2) специальные набивные огнеупорные массы; 3) теплоизоляционные материалы; 4) покровные материалы, применяемые для отделки наружной поверхности изоляции и защиты ее от внешних воздействий; 5) металлические изделия для крепления обмуровки и изоляции. К *огнеупорным* материалам относятся карборундовые и шамотные кирпичи (фасонные и нормальные), огнеупорные бетоны и торкрет. *Теплоизоляционными* материалами являются диатомитовый кирпич, термоизоляционные бетоны, изделия из диатомита, трепела, совелита, вермикулита, минеральной ваты и различных изоляционных масс. Шамотный кирпич и изделия из шамота с огнеупорностью 1500—1600 °С формуют из смеси обожженной глины (шамота) и огнеупорной глины, а затем обжигают. Химический состав шамота, %: $SiO_2 = 50 \div 60$; $Al_2O_3 = 38 \div 40$; $MgO = 0{,}1 \div 0{,}5$; $CaO = 0{,}2 \div 0{,}8$; $Fe_2O_3 = 1{,}5 \div 2{,}5$; примеси — до 1,8. Вследствие большого содержания кремнезема и глинозема шамотный кирпич обладает основной реакцией.

Огнеупорные и термоизоляционные бетоны содержат твердеющие вещества (цементы) и заполнители (огнеупорные и изоляционные материалы). *Огнеупорный бетон* состоит из портландцемента или глиноземистого цемента в качестве вяжущего вещества и дробленого шамота в качестве заполнителя. В термоизоляционном бетоне заполнителем служат теплоизоляционные материалы (до 75—85 %): диатомит, распушоный асбест, минеральная вата. *Торкретные массы*, употребляемые

для выполнения определенных узлов обмуровки, обычно имеют составы, %: 1) шамот молотый — 75, глина огнеупорная молотая — 15; цемент глиноземистый — 10; 2) диатомитовая крошка — 75, глина огнеупорная молотая — 15, цемент глиноземистый — 10. Температурный предел первого состава 1200, второго — 900 °С. Обычно для обеспечения большей прочности торкретируемые участки армируют.

Диатомитовые изделия и трепел — рыхлые породы, образованные из отложений мельчайших кремнеземистых скелетов морских водорослей — диатомей, скелетов губок (кораллов) и т. п. Трепел больше засорен илом, глиной и более плотен. Огнеупорность диатомита 1400—1500 °С, трепела 1100—1300 °С; плотность 300—900 кг/м^3; теплопроводность диатомита 0,106—0,15 Вт/(м · °С), трепела 0,139—0,23 Вт/(м · °С). Химический состав диатомита, %: $SiO_2 = 65 \div 80$, Fe_2O_3 и $Al_2O_3 = 10 \div 20$; CaO и MgO = 6÷10. Диатомитовые изделия делятся на три марки: 500, 600 и 700 (марка соответствует их плотности в кг/м^3). *Огнеупорные растворы* типа мертель из высокоогнеупорной глины и молотого шамота приготовляют из материалов, выпускаемых заводами (I класса: 75 % шамота и 25 % глины — огнеупорность 1710 °С и III класса: 55 % шамота и 45 % глины — огнеупорность 1580 °С).

3.4.4. Тепловая изоляция. Все детали котла, выступающие за обмуровку и имеющие температуру выше 70 °С, обязательно теплоизолируют с целью снижения тепловых потерь и улучшения санитарно-гигиенических условий работы. Кроме того, тепловая изоляция несколько облегчает условия работы массивных деталей (барабанов, коллекторов паропроводов и др.), поскольку в них благодаря теплоизоляции создаются меньшие температурные напряжения, особенно при растопках котла.

Теплоизоляция бывает засыпной, формовочной, мастичной и оберточной. Самой простой по способу изготовления и дешевой является *засыпная* теплоизоляция, однако условия труда при ее выполнении тяжелы, так как требуют работы в респираторах. Для изготовления элементов *формовочной* изоляции (сегментов, скорлуп) используют ньювель (смесь 85 % легкой магнезии и 15 % асбеста), шлаковую и минеральную вату, трепел, диатомит, пеностекло, совелит и др. Совелитовые плиты изготовляют из смеси, получаемой путем переработки доломита

толщиной 30, 40 и 50 мм, длиной 500 мм и шириной 170 мм и применяют при температурах не более 450 °С.

Изделия из асбеста имеют огнеупорность до 1500 °С, теплопроводность $\lambda = 0{,}11$ Вт/(м · °С) (при $t = 600$ °С). Минеральная вата и изделия из нее — это материал, состоящий из тончайших стекловидных волокон, получаемых путем распыления жидкого расплава шихты из металлических и топливных шлаков, горных пород или иных силикатных материалов. *Мастичная* изоляция применяется в виде уплотнительной штукатурки и газонепроницаемой обмазки.

Уплотнительная штукатурка (обмазка) бывает различных составов; %: 1) шамотный порошок — 40, асбест распушоный — 10, жидкое стекло — 10; 2) цемент глиноземистый — 15, асбест распушоный — 15, диатомитовый порошок — 70; 3) глина пластичная — 15, асбест распушоный — 40, шамотный порошок — 40, цемент глиноземистый или портландцемент — 5, жидкое стекло — 8 (сверх 100 %).

Газонепроницаемая обмазка в основном бывает двух составов, %: 1) кварцевый песок — 20, асбест — 20, каменноугольный пек — 15, песок — 40, кремнефтористый натрий — 5; 2) минеральный заполнитель — 70 (состав: глина — 50 и асбест — 50), жидкая фаза — 30 (состав: минеральное масло — 32, кузбасслак — 34, битум — 34).

Для производства *оберточной* изоляции используются маты из стекло- и шлаковаты. Снаружи изоляцию часто оклеивают (бандажируют) суровым миткалем или мешковиной.

3.4.5. Прокладочные материалы. Для уплотнения зазоров фланцевых соединений трубопроводов и арматуры в зависимости от вида среды и ее параметров используют прокладки из асбеста, паронита, резины и картона. Асбестовый картон применяют для уплотнения газовоздушного тракта и в качестве огнезащитного, теплоизоляционного и электроизоляционного материала. Для предохранения асбеста от размокания и разрушения его пропитывают машинным маслом. Паронит можно использовать в водяных системах при давлении до 7,0 МПа и температуре до 350 °С, а также в паровых системах при давлении до 6,0 МПа и температуре до 425 °С. Обычно паронитовые прокладки натирают с обеих сторон сухим графитом, что предохраняет их от прилипания к плоскости фланцев. Паронит изготовляют в виде спрессованных листов толщиной от 0,4 до 6 мм.

В состав паронита входят: асбестовое волокно, каучук, каолин, графит и другие минеральные примеси.

Резиновые прокладки из теплостойкой резины применяют для уплотнения фланцевых соединений водопроводов и их арматуры, теплопроводов при температуре до 100 °С и в среде водяного пара при температуре до 140 °С. *Картонные прокладки* в виде листов толщиной 0,3—2,5 мм применяют при уплотнении нефтепроводов, водопроводов, воздуховодов, имеющих температуру не выше 100 °С.

3.4.6. Основы теплового расчета обмуровки и тепловой изоляции. При тепловом расчете обмуровки решают следующие основные задачи: 1) определяют температурный режим внутренней поверхности обмуровки и на основании этого выбирают материал для обмуровки; 2) рассчитывают толщину слоя (или слоев обмуровки), обеспечивающую согласно существующим нормам температуру наружной поверхности не выше 50 °С при температуре окружающей среды 25 °С. При тепловом расчете изоляции первая задача отпадает, так как нам известна температура внутренней поверхности изоляции, принимаемая равной температуре среды, протекающей в коллекторе, трубе, коробе и т. п. Максимальную температуру (К) обмуровки на внутренней поверхности экранированной топки определяют по формуле

$$T_{\text{макс}} = \sqrt{\frac{\varphi_1 \varepsilon_1 T_1^4 + (1-\varphi_1)\varepsilon_2 T_2^4}{\varphi_1 \varepsilon_1 + (1-\varphi_1)\varepsilon_2}},$$

где φ_1 — угловое отношение между стенкой и факелом; ε_1, ε_2 — степени черноты факела и обмуровочных материалов или труб; T_1, T_2 — температуры газового потока и стенок труб, К.

Температуру факела ориентировочно можно оценить по выражению

$$T_1 = \sqrt{0{,}8 \cdot T_a \cdot T_т''},$$

где T_a — теоретическая температура горения, К; $T_т''$ — температура газов на выходе из топки, К.

Для обмуровки в области поворотной камеры и потолка топки принимают $T_1 \approx T_т''$, а для шлаковой воронки $T_т'' \approx 1100$—1200 К. Для практических расчетов принимают $T_2 = t + 333$ К

(где t — температура воды или пароводяной смеси в экранных трубах, °С). Коэффициенты степени черноты факела ε_1 и обмуровочных материалов ε_2 выбирают по данным табл. 3.6 и 3.7.

Угловое отношение определяют по формуле

$$\varphi_1 = \frac{s/d\sqrt{(s/d)^2 + (2e/d)^2 - 1 - (2e/d)}}{(s/d)^2 + (2e/d)},$$

где s/d — относительный шаг экранных труб; e/d — отношение расстояния от оси труб до поверхности обмуровки к их диаметру.

Таблица 3.6. **Степень черноты факела в зависимости от характера пламени**

Характер пламени	Степень черноты факела	Характер пламени	Степень черноты факела
Несветящееся газовое пламя и пламя антрацитов при слоевом сжигании	0,4	То же, торфа, бурых углей, каменных, богатых летучими и др., сжигаемых в слое и в виде пыли	0,7
Светящееся пламя антрацитовой пыли	0,45	Светящееся пламя мазута	0,85
То же, тощих углей	0,6		

Таблица 3.7. **Степень черноты обмуровочных материалов в зависимости от материала топки**

Материал топки	Температура газов в топке, °С	Степень черноты обмуровочных материалов
Кирпич шамотный (оплавленный)	1100	0,75
Кирпич огнеупорный (неоплавленный)	—	0,8—0,9
Кирпич диатомитовый (термоизоляционный)	—	0,9
Сталь окисленная	200—600	0,8
Окись железа (окалина)	500—1200	0,8—0,95

В газоходах, где размещены пакеты змеевиков пароперегревателя и водяного экономайзера, температуру на внутренней поверхности определяют по формуле

$$T_{ст} = \sqrt{\frac{T_1^4\varepsilon_1 + T_2^4\varepsilon_2(1-\varepsilon_1) + (q_к - q)10^8 \dfrac{1}{5{,}67}}{\varepsilon_1 + (1-\varepsilon_1)\varepsilon_2}},$$

где T_1 — температура газового потока в данном сечении газохода, К; $T_2 = t + 273$ (где t — температура потока среды внутри труб); $q_к$ — удельное количество теплоты, переданное стенке конвекцией; q — плотность теплового потока сквозь стенку (обычно принимают заранее, но не более 350 Вт/м^2).

3.5. УСЛОВИЯ РАБОТЫ ЭЛЕМЕНТОВ КОТЛА И РАСЧЕТ ИХ НА ПРОЧНОСТЬ

3.5.1. Условия работы металла в котле. Современные котлы являются сложными инженерно-техническими сооружениями, состоящими из многих узлов, деталей и элементов, работающих при высоком давлении и температурах под воздействием агрессивных сред и механических нагрузок и поэтому выполненных из различных материалов. Наиболее ответственные элементы — пароперегреватели — работают при высоких температурах и подвержены воздействию внутреннего давления, механических нагрузок от массы элементов, а также коррозии агрессивных газов, находящихся в продуктах сгорания. В самых тяжелых температурных условиях работают неохлаждаемые детали котлов: подвески, опоры, крепления.

Каркасы котлов чаще всего работают в зоне относительно невысоких температур, но при этом испытывают значительные нагрузки от элементов металлоконструкций, обмуровки и тепловой изоляции. В зависимости от расположения элемента котла по газовому тракту и условий работы наблюдаются различные виды коррозии металла. Коррозии подвергаются как наружные, так и внутренние поверхности труб элементов котлов. Различают высокотемпературную и низкотемпературную коррозию.

Элементы котла, расположенные в топке, подвергаются *высокотемпературной коррозии*, для предотвращения или уменьшения которой применяют алитирование наружных поверх-

ностей нагрева. Высокотемпературной коррозии подвержены также трубы пароперегревателей, поэтому для их изготовления используют специальные легированные стали. *Низкотемпературной коррозии* в основном подвержены конвективные поверхности котла, экономайзеры и воздухоподогреватели. Для борьбы с низкотемпературной сернокислотной коррозией хвостовых поверхностей нагрева применяют эмалированные трубы, коррозийностойкие материалы, а также обеспечивают предварительный подогрев воды или воздуха на входе в поверхности нагрева, подверженные воздействию низкотемпературной коррозии.

3.5.2. Основные материалы, применяемые в котлостроении, и их характеристики. С повышением рабочей температуры металла не только снижается его механическая прочность, но и происходят также изменения, которые при более низких температурах вообще не имеют места или выявляются не сразу. К таким явлениям относятся: ползучесть металла, понижение с течением времени его пластичности и вязкости, изменение его первоначальной структуры, химическая нестойкость и др.

В котлостроении в основном применяются чугуны и стали различных марок. В отдельных случаях для низкотемпературных поверхностей нагрева используют неметаллические материалы (стеклянные трубы — для воздухоподогревателей, различные керамические трубы). Наибольшее распространение из чугунов получили серый (СЧ), ковкий (КЧ) и окалиностойкий. Серый чугун обладает высокими литейными свойствами и используется для изготовления гарнитуры топочных устройств: лазов, гляделок, лючков, клапанов, арматуры для крепления, работающих при температурах не выше 350 °С. Ковкий чугун используют для изготовления деталей насосов, вентиляторов и вспомогательного оборудования. Окалиностойкий и жаропрочный чугуны (типа «Силал», «Чугаль» и т. п.) могут выдерживать без интенсивного окисления более высокие температуры, хорошо работают на изгиб и сжатие и используются для изготовления колосниковых решеток, опорных устройств, подвесок для крепления труб и т. п.

Стали, применяемые в котлостроении, должны обладать высокими механическими свойствами (прочностью, пластичностью, стабильностью структуры), хорошими технологическими свойствами (свариваемостью, пригодностью к термической обработке). Марки сталей для элементов источников тепла выбирают из условий обеспечения требуемой степени надежности

этого элемента и минимального расхода металла на единицу производимого тепла (пара). Все стали, применяемые в котлостроении, можно разделить на следующие классы: 1) углеродистые; 2) низколегированные (перлитного класса); 3) высоколегированные (аустенитного класса); 4) высоколегированные (мартенситного и мартенситно-ферритного класса); 5) сталь для литых деталей арматуры.

Из углеродистых сталей наибольшее распространение для изготовления элементов тепло- или парогенератора, работающих при температурах ниже 450 °С, широко применяются углеродистые стали Ст10 и Ст20. Для Ст20 цифра показывает, что содержание углерода 0,20 %, а легирующие элементы отсутствуют. В низколегированных сталях перлитного класса содержание легирующих элементов не превышает 4—5 %, обычно они применяются до температур 580 °С. Из высоколегированных сталей аустенитного класса многие надежно работают при температурах 650—700 °С. К основным недостаткам сталей аустенитного класса относятся склонность их к образованию трещин при совместном воздействии напряжений и коррозионной среды и образование кольцевых трещин в околошовной зоне сварных соединений вследствие резкого снижения пластичности некоторых участков этой зоны при нагреве. Для изготовления и ремонта котлов пароперегревателей, экономайзеров и их элементов, предназначенных для работы под давлением, применяют материалы, рекомендованные «Правилами устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов».

3.5.3. Основы теории расчета на прочность. Температурный режим котельных труб должен обеспечивать надежную работу поверхностей нагрева котла. Для этого необходимо, чтобы уровень температур металла труб был ниже допустимых температур для данного материала трубы. Безопасные температурные условия обогреваемых труб обеспечиваются гидравлическим режимом среды в них и компоновкой поверхности нагрева труб. Максимальная температура наружной поверхности труб не должна достигать температуры окалинообразования или температуры изменения структуры металла. Это особенно важно для радиационных поверхностей нагрева, на которых окалина образуется весьма интенсивно.

Под расчетной температурой металла труб $t_{ст}^{расч}$ понимают наибольшее местное значение температуры стенки, вычислен-

ное с учетом неравномерностей тепловосприятия по сечению газохода и окружности трубы, растечки тепла по стенке, гидравлической неравномерности и конструктивной нетождественности змеевиков. Температуру стенок обогреваемых труб рассчитывают для номинальной нагрузки котельного агрегата на каждом расчетном топливе при номинальной температуре питательной воды. Температуру трубы определяют по следующим формулам:

а) для внутренней поверхности

$$t_{ст}^{вн} = t + \Delta t_т + \frac{\beta \mu q_{макс}}{\alpha_2};$$

б) для наружной поверхности

$$t_{ст}^{н} = \bar{t} + \Delta t_т + \beta \mu q_{макс}\left(\frac{1}{\alpha_2} + \frac{2}{1+\beta} + \frac{\delta}{\lambda_м}\right);$$

в) для середины стенки

$$\bar{t} = (t_{ст}^{вн} + t_{ст}^{н})/2;$$

где $\bar{t}$ — средняя температура среды в рассчитываемом участке элемента, °С; $\Delta t_т$ — превышение температуры среды в данной конкретной трубе над средней температурой в участке, °С; β — отношение наружного диаметра к внутреннему; μ — коэффициент растечки тепла, в зависимости от числа B_i, подсчитываемого по формуле $B_i = (\alpha_н \alpha_2)/(2\beta\lambda_м)$; $q_{макс}$ — максимальное удельное тепловосприятие наружной поверхности трубы, допускаемое для данного вида топлива и поверхности нагрева; δ — толщины стенки трубы, мм; $\lambda_м$ — коэффициент теплопроводности металла, Вт/(м · К).

При определении расчетной температуры стенки трубы должны быть рассмотрены участки трубного пакета, имеющие как наивысшую температуру пара (воды), так и наименьшую тепловую нагрузку, а также участки, конструктивные особенности которых могут обусловить наиболее высокую температуру стенки. В задачу расчета на прочность отдельных элементов источника тепла, работающих под давлением (барабанов, круглых или прямоугольных коллекторов, труб и других элементов), входит определение толщины их стенки (конструктивный расчет) или допускаемого давления в этих деталях (поверочный расчет). Методика конструктивного и поверочного расчетов является в основном одинаковой. Разница состоит в целях расчета и иско-

мых величинах. В основу теории расчета на прочность деталей и элементов котлов положен принцип оценки прочности по несущей способности (предельной нагрузке). При этой методике расчета исходят из предпосылки, что опасными являются напряжения, которые вызывают пластическую деформацию всей конструкции, а не только какого-либо небольшого объема ее металла. Кроме того, при расчете должны строго соблюдаться требования, предъявляемые к материалам, что позволит получить менее металлоемкие конструкции элементов.

3.5.4. Расчет на прочность элементов котла. Значительная часть элементов котлов и трубопроводов работает при высоких температурах, способных вызвать при определенных условиях ползучесть металла. В качестве основной нагрузки для определения толщины стенки элементов котлов принято давление рабочей среды. Дополнительные нагрузки (осевые усилия, изгибающие и крутящие моменты), в частности нагрузки от собственной массы присоединенных деталей, при определении толщины стенки не учитывают, но в нормах регламентирована предельная величина напряжений, возникающих под действием этих нагрузок. Например, для дополнительных постоянных внешних нагрузок допускаемое снижение запаса прочности принято равным 10 %.

Кроме напряжений от постоянных нагрузок в стенках элементов котла могут возникать термические напряжения временного характера, возникающие вследствие перепада температур по толщине стенки. Эти напряжения наблюдаются при остановке, пуске или резком колебании нагрузки котла. Перепад температур, а следовательно, и величина термических напряжений больше в толстостенных конструкциях и при повышении тепловых нагрузок. Поэтому для обогреваемых элементов в нормах введены ограничения по толщине стенки. Для труб регламентированы предельные значения дополнительных напряжений, вызываемых самокомпенсацией температурного расширения, которые имеют в основном характер изгиба.

Особую сложность представляет расчет коллекторов и барабанов котла. За расчетную температуру стенок барабанов принимают:

1) для барабанов, вынесенных из газохода или надежно теплоизолированных,

$$t_{ст} = t_{н};$$

2) для неизолированных барабанов, расположенных в газоходах,

$$t_{ст} = t_{н} + 1{,}26\delta + 10$$

при $t_{газов} \le 600$ °С (где Δ — толщина стенки барабана, мм);

3) для неизолированных барабанов, подверженных излучению факела или горящего слоя топлива,

$$t_{ст} = t_{н} + 4\delta + 30.$$

Номинальную толщину стенки днища (рис. 3.18) эллиптической или сферической формы, глухого или с неукрепленным (лазовым) отверстием, рассчитывают по формуле

$$\delta_{ст} = \left(\frac{pD_{в}}{40 \cdot z \cdot \sigma_{доп} - P}\right) \cdot \left(\frac{D_{в}}{2h_{в}}\right) + C.$$

Формула действительна при соблюдении следующих условий:

$$h_{в}/D_{в} > 0{,}2; \quad (\delta - C)/D_{в} \le 0{,}1 \text{ и } d/D_{в} \le 0{,}6.$$

Если днище не ослаблено отверстием, то $z = 1$; если ослаблено, то z равно:

$$z = \frac{2}{\frac{d}{\sqrt{D_{в}(\delta - C)}} + 2}.$$

Толщину стенок цилиндрической части барабанов и камер определяют по формуле

$$\delta_{ст} = \frac{pD}{23 \cdot \varphi\sigma_{доп} \pm p} + C, \text{ мм}.$$

Здесь $\delta_{ст}$ — толщина стенки, мм; p — расчетное избыточное давление, МПа; D — наружный диаметр, мм; φ — коэффициент прочности



Рис. 3.18. Эллиптические днища барабанов
а — глухое; б — с лазовым отверстием

в продольном направлении; $\sigma_{доп}$ — допускаемое напряжение, кгс/мм^2; C — прибавка к расчетной толщине стенки, учитывающая технологические и другие допуски, мм.

Величина допустимого давления в этих деталях равна:

$$p = \frac{23\delta_ф \varphi \sigma_{доп}}{(D_в + \delta_ф)},$$

где $D_в$ — внутренний диаметр барабана, мм; $\delta_ф$ — фактическая толщина стенки; $\varphi = (s - d)/s$ — минимальный коэффициент прочности барабана (приведенный к продольному направлению, характеризует ослабление отверстиями), здесь d — диаметр отверстия, мм; s — шаг между отверстиями, мм.

При коридорном расположении отверстий коэффициент прочности определяют в продольном и поперечном направлениях и в расчет вводят наименьшее значение. При шахматном расположении отверстий определяют, кроме того, коэффициент прочности в диагональном направлении, условно приведенный к продольному направлению, и в расчет вводят наименьшее значение коэффициента прочности в продольном направлении или его двойного значения в поперечном направлении. Для различных видов ослабления условные формулы для определения коэффициента прочности приведены в «Нормах расчета элементов паровых котлов на прочность».

Ослабление барабана или камеры создается не только отверстиями, но и сварными швами. Для стыковых швов в зависимости от конструкции шва и способа сварки $\varphi = 0{,}9—1{,}0$. При расчете барабана или камеры (если имеет место ослабление разных видов) толщину стенки необходимо определять для каждого вида ослабления в отдельности и принимать наибольшую толщину. При конструировании барабанов и камер нужно стремиться, чтобы $\varphi \geq 0{,}3$. Коэффициент C для барабанов при расчете толщины стенки выбирают от 0 до 1 мм. Толщину стенки труб поверхностей нагрева и трубопроводов для бесшовных труб определяют по формуле

$$\delta = \frac{pD}{20\sigma \pm p} + C.$$

Глава 4. ТОПОЧНЫЕ И ГОРЕЛОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

4.1. СЛОЕВЫЕ ТОПОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

Слоевые топки применяются в котельных агрегатах производительностью до 10 кг/с пара для сжигания бурых и каменных углей, полуантрацитов, кускового торфа, сланца и древесных отходов. Нецелесообразно использовать слоевые топки для сжигания дорогостоящих антрацитов, антрацитового штыба, высоковлажных бурых углей, а также фрезерного торфа и отходов углеобогащения, так как сжигание топлива происходит с большими потерями от механического и химического недожога топлива. По методу обслуживания слоевые топки подразделяют: на топочные устройства с ручным обслуживанием, полумеханические и механические. Топки с ручным обслуживанием применяются в котлоагрегатах производительностью до 0,3 кг/с.

4.1.1. Слоевые топки с ручным обслуживанием. Простейшими из всех слоевых топок являются топки с неподвижной горизонтальной решеткой. Схема топки показана на рис. 4.1. Колосниковая решетка поддерживает слой сжигаемого топлива и одновременно служит для равномерного распределения воздуха, поступающего в топку. Полотно колосниковой решетки состоит из чугунных колосников балочной или плиточной формы. Для усиления жесткости и улучшения отвода теплоты от колосников они снабжены ребрами. Колосники укладываются по ширине и длине топки рядами на специальные чугунные опорные балки, укрепленные в боковых стенах топки. Число рядов колосников по длине топки зависит от размеров топки и способа загрузки топлива. При ручной загрузке топлива длина колосниковой решетки больше 2—2,5 м не делается, так как трудно ее обслуживать. Балочные колосники на концах и в середине имеют утолщения; поэтому при их укладке между колосниками образуются зазоры, через которые воздух проходит в слой. В колосниках плиточной формы для прохода воздуха делают щелевые или круглые отверстия, расширяющиеся книзу. Это сделано для того, чтобы зола и кусочки шлака не застревали в них. Размер зазоров между колосниками и размер отверстий в них зависят от величины кусков топлива и составляют 3—15 мм.

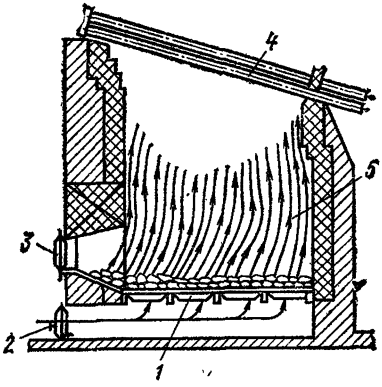


Рис. 4.1. Схема слоевой топки
1 — колосниковая решетка; *2* — дверка зольника; *3* — загрузочная дверка; *4* — поверхности нагрева; *5* — топочная камера

Суммарная площадь отверстий и зазоров в колосниковой решетке определяет ее живое сечение, выражаемое в процентах от полной площади решетки. Величина живого сечения решетки оказывает большое влияние на ее конструктивное оформление и характер тепловой работы слоя. Колосниковые решетки различают: с малым живым сечением (5—15 %) и большим живым сечением (15—45 %). Величина живого сечения решетки определяется свойствами сжигаемого топлива. Топливо подается на колосниковую решетку сверху через загрузочную дверку вручную или механическим забрасывателем и располагается слоем определенной толщины. При горении топлива в слое по высоте можно выделить три зоны: свежезагруженного топлива, горения кокса и шлаковой подушки. В первой (верхней) зоне — *свежезагруженного топлива* — происходят подогрев, подсушка и выделение летучих, состоящих из CO, CH_4, H_2 и других углеводородов. Во второй зоне — *горения кокса* — происходят основные реакции горения углерода с образованием CO_2 и CO, а также летучей серы с выделением SO_2. В третьей зоне — *шлаковой подушки* — происходят выделение золы, образование шлаков и выжиг оставшихся кусочков топлива. В топках с неподвижным слоем шлак по мере прогорания слоя опускается вниз и скапливается на поверхности колосниковой решетки, образуя шлаковую подушку. Шлаковая подушка защищает колосники от действия высокой температуры вышележащей зоны горения кокса. Шлаковая подушка охлаждается снизу проходящим через нее холодным воздухом.

Одним из существенных недостатков таких топок является периодичность загрузки топлива и связанная с ней цикличность процесса горения. Следствием этого является изменение условий горения топлива во времени. Тепловая мощность ручных топок ограничена физическими возможностями обслуживающего персонала. Средняя нагрузка на одного человека не должна превышать 600—700 кг топлива в час, а наибольшая площадь решетки, которую он может обслуживать, не должна превышать 3,6—4,3 м^2.

4.1.2. Полумеханические слоевые топки с забрасывателями. Совершенствование топочных устройств является одной из основных задач в области механизации трудоемких процессов в котельных установках малой мощности. В слоевых топках одной из самых трудоемких операций, подлежащих механизации, является подача топлива в топку. В котельных установках малой мощности получили распространение топки с подачей топлива на неподвижную колосниковую решетку с помощью ротационных забрасывателей. Наиболее эффективными являются топки, оборудованные пневмомеханическими ротационными забрасывателями и решеткой с поворотными колосниками. Топка ПМЗ—РПК относится к факельно-слоевым устройствам с неподвижной горизонтальной колосниковой решеткой, непрерывным забросом топлива на неподвижный горящий слой и периодическим удалением шлака. Мелкие частицы топлива относятся воздухом и сгорают в объеме топки. Количество вторичного воздуха, подводимого к забрасывателю, составляет около 15 % общего количества воздуха, необходимого для горения топлива. Давление вторичного воздуха до 800 Па. Топки ПМЗ—РПК рекомендуются для котельных установок с паропроизводительностью до 1,8 кг/с. На рис. 4.2 показана полумеханическая топка с пневмомеханическим забрасывателем и решеткой с поворотными колосниками.

4.1.3. Механические слоевые топки с цепными решетками. Характерной особенностью механических топок с цепными решетками является непрерывное перемещение топлива вместе с колосниковой решеткой, представляющей собой транспортер, выполненный в виде бесконечного полотна. Принципиальная схема механической топки с цепной решеткой показана на рис. 4.3. Чешуйчатая цепная решетка ЧЦР выполнена из наклонно расположенных беспровальных колосников и имеет дли-

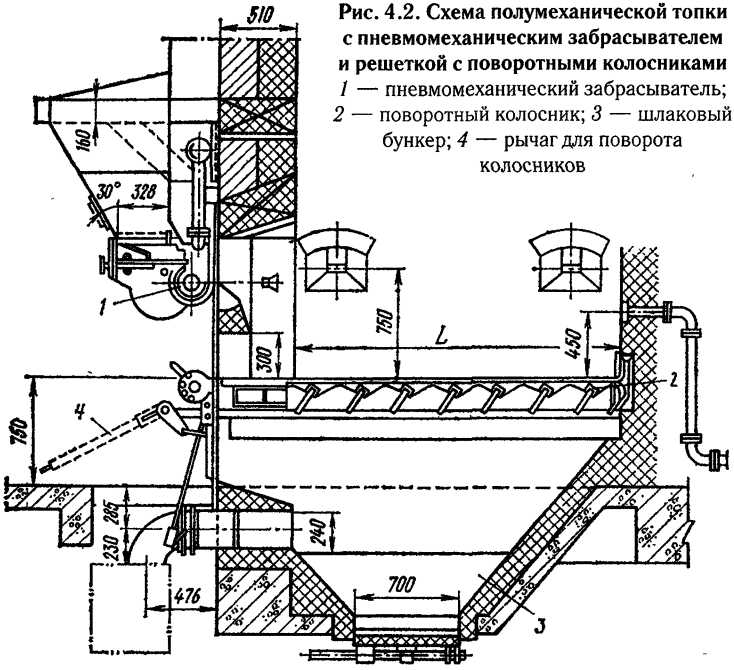


Рис. 4.2. Схема полумеханической топки с пневмомеханическим забрасывателем и решеткой с поворотными колосниками
1 — пневмомеханический забрасыватель; *2* — поворотный колосник; *3* — шлаковый бункер; *4* — рычаг для поворота колосников

ну 5600—8000 мм, ширину 2330—4550 мм. По длине решетки процесс горения достаточно четко разделяется на следующие этапы: подготовка топлива (подсушка, выделение летучих); горение кокса и летучих; выжиг и удаление шлака. Учитывая, что для различных этапов горения требуется разное количество воздуха, применяют позонное дутье (см. рис. 4.3).

Слой топлива на решетке условно можно разделить на следующие характерные зоны: *1* — свежего топлива; *2* — выхода и горения летучих; *3* — горения кокса; *4* — восстановительных реакций; *5* — выжига шлака. Для различных зон горения топлива потребность в воздухе по длине колосниковой решетки неодинакова. Наименьшее количество воздуха требуется в начале и в конце решетки (т. е. там, где происходят воспламенение топлива и выжиг шлака). В средней части решетки, где происходит активное горение топлива, расход воздуха должен быть максимальным. Этим определяется целесообразность применения в цепных решетках позонного подвода воздуха. Для этой цели под

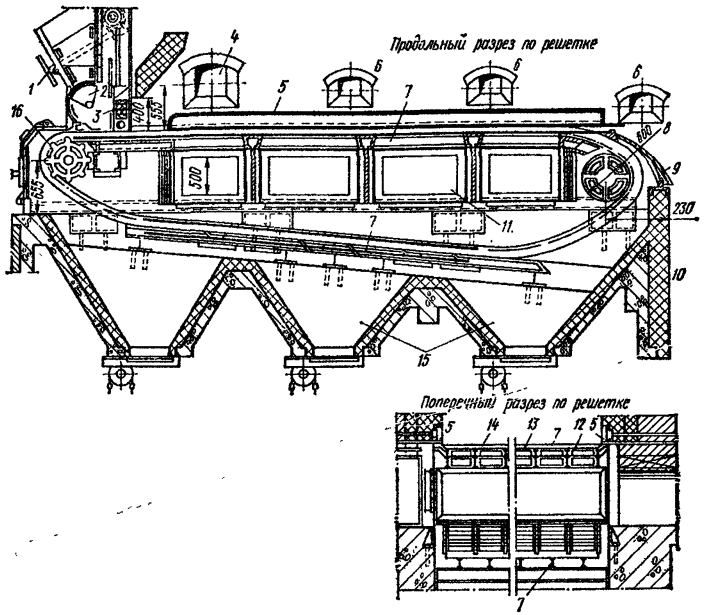


Рис. 4.3. Схема топки с цепной решеткой

1 — загрузочный бункер; *2* — секторный затвор; *3* — шибер для регулирования толщины слоя топлива; *4* — лаз; *5* — охлаждаемая водой боковая панель; *6* — шуровочное отверстие; *7* — рама решетки; *8* — ведомый шкив; *9* — шлакосниматель; *10* — шлаковый бункер; *11* — канал для подвода воздуха; *12* — чугунный ролик; *13* — держатель колосников; *14* — колосник; *15* — бункер для золы; *16* — ведущая звездочка

верхним полотном решетки делают дутьевые зонные камеры, отделенные друг от друга металлическими стенками. На воздуховодах, подводящих воздух в каждую камеру-зону, установлены шиберы для изменения расхода воздуха в зоны. Применение позонного подвода воздуха улучшает горение топлива, а также снижает потери теплоты с уходящими газами в связи с понижением общего избытка воздуха в топке.

Особенностью работы топки с цепной решеткой являются одностороннее верхнее зажигание и отсутствие перемешивания топлива на полотне решетки. Эти обстоятельства ограничивают диапазон топлив, сжигаемых на цепных решетках. Слоевые топки с *цепными решетками прямого хода* применяются для сжигания сортированных антрацитов (АС и АМ), несортиро-

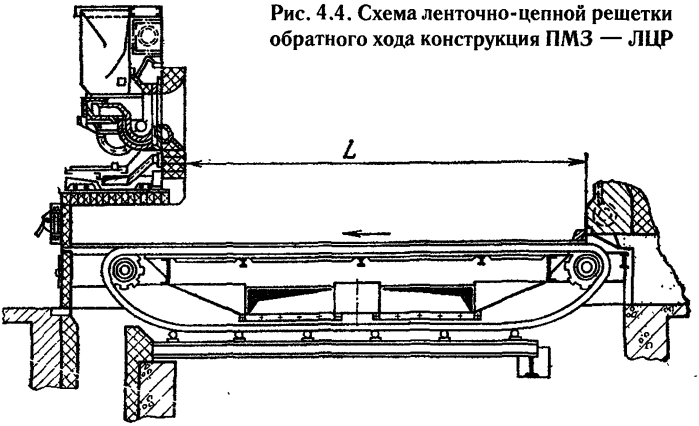


Рис. 4.4. Схема ленточно-цепной решетки обратного хода конструкция ПМЗ — ЛЦР

ванных каменных углей с умеренной спекаемостью, кускового торфа, а также бурых углей с небольшой влажностью и зольностью. Для сжигания рядовых каменных и бурых углей и сланца с содержанием мелочи размером 0—6 мм до 40 % применяются *факельно-слоевые* механические топки. Характерной особенностью таких топок является комбинированное сжигание топлива. Крупные куски сгорают в слое, а мелкие — во взвешенном состоянии в объеме топки. В таких топках топливо подается пневмомеханическими или пневматическими забрасывателями. На рис. 4.4 показана топка ПМЗ—ЛЦР с цепной решеткой *обратного хода*, у которой полотно со слоем топлива перемещается от задней стенки топочной камеры к фронтальной части агрегата. Топливо подается на решетку с помощью пневмомеханических забрасывателей. Более крупные фракции топлива, падая на дальнюю часть цепной решетки, пролетают более длинный путь. Мелкие частицы топлива ложатся на горячий слой топлива ближе к фронтальной части котельного агрегата.

4.2. КАМЕРНЫЕ ТОПКИ

Камерные топки подразделяют на топки с удалением шлака в твердом состоянии и топки с жидким шлакоудалением.

4.2.1. Камерные топки с удалением шлака в твердом состоянии обычно представляет собой вертикальную прямоугольную шахту, заканчивающуюся внизу холодной воронкой. Такие

топки получили название открытых топок. Продукты сгорания охлаждаются топочными экранами, состоящими главным образом из парогенерирующих, частично пароперегревательных и экономайзерных поверхностей нагрева. Топочные экраны защищают также обмуровку от воздействия высокой температуры. Горючая смесь образуется в топке непосредственно на выходе из горелок. Совершенство смесеобразования оказывает решающее влияние на экономичность и надежность работы парогенератора. Хорошее смесеобразование способствует эффективному сжиганию топлива при малом избытке воздуха ($\alpha_т = 1{,}2 \div 1{,}25$). Ввиду низкой температуры первичного воздуха поступление его в топку ограничивают (особенно для топлива с малым выходом летучих), это уменьшает его охлаждающее действие: на 20—25 % для АШ; 25—35 % для каменных и на 45—55 % для бурых углей. При сжигании топлива с малым выходом летучих (АШ, Т) для поддержания высокой температуры в зоне воспламенения часть поверхности нагрева экранов, вдоль которых движутся топочные газы к корню факела, покрывают огнеупорным слоем — зажигательным поясом (рис. 4.5).

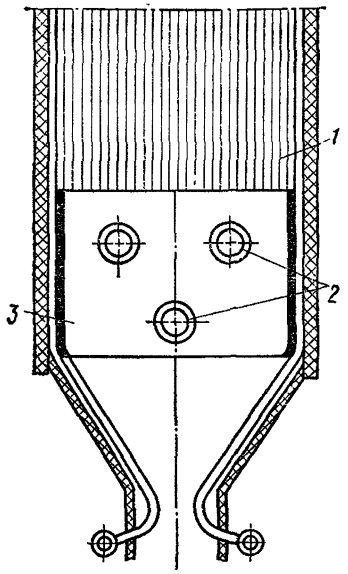


Рис. 4.5. Топка с зажигательным поясом

Эффективное сжигание пылевидного топлива происходит при воспламенении всех пылинок в сравнительно малом объеме зоны воспламенения. Чем меньше пылинок пройдет через эту зону не воспламенившись, тем выше полнота сгорания топлива и тем меньше механическая неполнота сгорания топлива (для бурых и каменных углей $q_4 = 0{,}5—1{,}5$ %; для АШ $q_4 = 6$ %). Поступающее в топку пылевидное топливо характеризуется различным фракционным составом. Содержащиеся в небольшом количестве крупные фракции пыли сгорают при большей длительности пребывания в топке, они догорают в верхней полови-

не топки. Объем топочной камеры должен обеспечить полное сгорание наиболее крупных фракций пыли, чему соответствует допустимое энерговыделение в топочной камере. Продолжительность пребывания топлива зависит от энерговыделения: чем оно больше, тем быстрее сгорает топливо (рис. 4.6). При одинаковом фракционном составе топливной пыли длина пути ее частиц не оказывает большого влияния на полноту сгорания. Основное значение имеет длительность пребывания их в топке. На схемах (рис. 4.7) путь движения частиц топлива резко различен, но так как тепловое напряжение топочного объема при неизменном расходе топлива остается постоянным ($BQ_р^r/V_т$), то и время пребывания частиц топлива также остается постоянным ($\tau_{преб}$ = const). При этом скорость движения частиц различна и обратно пропорциональна длине пути.

Допустимое энерговыделение в топочном объеме зависит от рода топлива и метода его сжигания. Топливо с большим выходом летучих быстрее воспламеняется, а выделяющиеся при его горении летучие вещества увеличивают пористость коксового остатка, в связи с чем облегчается диффузия кислорода в глубь кокса и ускоряется процесс его выгорания. Чем больше выход летучих, тем быстрее сгорает топливо и тем более высоким может быть допустимое тепловое напряжение топочного объема.

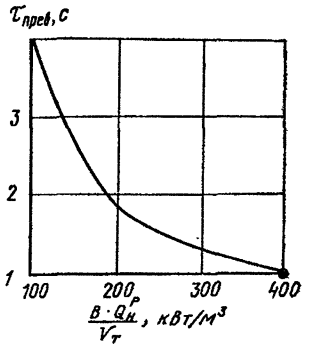


Рис. 4.6. Изменение продолжительности пребывания частиц топлива в топке в зависимости от энерговыделения в топочном объеме

1 — топочные экраны; *2* — горелки; *3* — зажигательный пояс

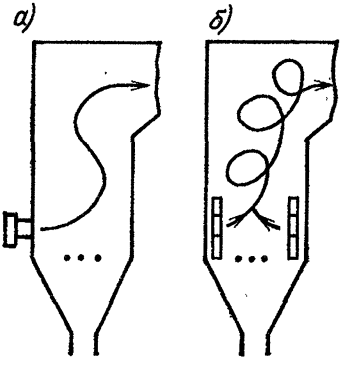


Рис. 4.7. Схема примерных траекторий движения частиц топлива в камерной топке при удалении шлака в твердом состоянии

а — *S*-образная траектория; *б* — вихревое движение

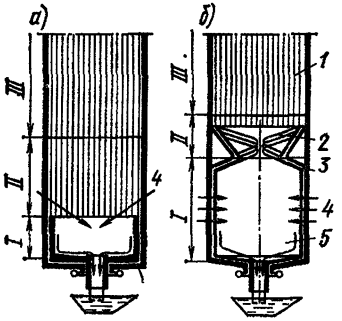


Рис. 4.8. Распределение зон состояния шлака и золы в топках с жидким шлакоудалением

а — однокамерная открытая топка; *б* — однокамерная полуоткрытая топка (с пережимом); *I* — зона расплавленного (жидкого) состояния шлака; *II* — зона вязкого состояния шлака; *III* — зона гранулированного состояния золы: *1* — камера охлаждения; *2* — шлакоулавливающий пучок труб; *3* — пережим; *4* — подача топлива; *5* — камера горения

Пылеугольные топки с удалением шлака в твердом состоянии обычно применяют для сжигания топлива с большим и умеренным выходом летучих при тугоплавкой золе и высокой влажности. Бурые и каменные угли с выходом летучих более 30 %, фрезерный торф и горючие сланцы сжигают в топках с молотковыми мельницами с удалением шлака в твердом состоянии.

4.2.2. Камерные топки с жидким шлакоудалением. В топках с жидким шлакоудалением различают три зоны различного состояния шлака и золы (рис. 4.8). В зоне I шлак находится в расплавленном состоянии и, заполняя нижнюю часть топки, образует легкоподвижный, текущий слой. Верхней границей этой зоны является область, в которой температура выше температуры жидкоплавкого состояния золы. Жидкий шлак стекает по стенкам на под топки. Наличие этой зоны обеспечивается ошиповкой[1] с закрытием экранов огнеупорной массой и соответствующим расположением горелок. Выше этой зоны температура снижается и вязкость шлака возрастает — начинается зона II. Шлак теряет текучесть и становится липким. Большие отложения шлака на топочных экранах ухудшают их тепловосприятие и понижают надежность работы топки. Удаление шлака требует затраты больших усилий и времени, затрудняет эксплуатацию парогенераторной установки. Для нормальной работы топки желательно, чтобы зона II (зона перехода) отсутствовала или была сокращена до минимальных размеров. Зона III (зона охлаждения) характеризуется умеренной температурой, обеспечивающей грануляцию золы, которая частично может отла-

[1] Ошиповка — приварка шипов к трубе.

гаться на топочных экранах, но сравнительно легко удаляется обдувкой.

Наличие зоны II является недостатком открытых однокамерных топок с жидким шлакоудалением, в которых зона плавления не отделена от зоны охлаждения. Этот недостаток ослаблен в полуоткрытых однокамерных топках — топках с пережимом (см. рис. 4.8, *б*). В топках с пережимом топочные экраны камеры горения полностью ошипованы и закрыты огнеупорной массой, что создает стабильные условия для воспламенения топлива, защищает трубы от высокотемпературной коррозии и позволяет более равномерно распределить лучистую теплоту между трубами экрана и по поверхности самих труб. Под топки имеет небольшой уклон и утеплен. В нижней части пода выполнена летка с выходным отверстием (примерно 500 × 800 мм) для выпуска шлака. Во избежание размыва края летки окантованы змеевиковым холодильником.

Горелки располагают в камере горения, имеющей сравнительно ограниченные габариты; при этом необходимо, чтобы сжигание пыли было полным (полнота сгорания 90—95 %), благодаря чему достигают высокой температуры (1600—1700 °С), высокого энерговыделения q_V = 500—1000 кВт/м^3) и высокой степени улавливания шлака (до 30—40 %). Однако чрезмерно высокие энерговыделение и температура приводят к усилению образования оксидов азота и понижению надежности. Форма камеры горения должна обеспечивать наименьшее охлаждение (минимальная поверхность экранов) при данном объеме. Этому условию лучше удовлетворяет кубическая форма или цилиндр небольшой высоты.

Камера охлаждения полностью экранирована открытыми трубами. В ней завершаются сжигание недогоревшей части топлива и охлаждение продуктов сгорания до температуры на выходе, при которой гранулируется вся зола. В топках с жидким шлакоудалением благодаря более высокой температуре горения улучшается выгорание топлива и несколько снижается величина q_4. Вместе с тем вследствие большого количества удаляемого через летку шлака и более высокой его температуры возрастает потеря с физической теплотой шлака, т. е. величина q_6. Высокий процент улавливания золы позволяет по условиям износа повысить скорость продуктов сгорания в конвективных газоходах, что интенсифицирует теплопередачу и уменьшает габариты, а сле-

довательно, и затрату металла на поверхности нагрева. Основной недостаток топок с жидким шлакоудалением заключается в опасности застывания шлака при пониженной нагрузке котельного агрегата.

Топки с жидким шлакоудалением применяют в основном при сжигании слабореакционных топлив с умеренными значениями температуры плавления золы ($t_з \leq 1300—1350$ °С), влажности ($W^r \leq 20$ %) и зольности топлива ($A^r = 25$ %). Жидкое шлакоудаление целесообразно также при сжигании топлива с низкой температурой плавления золы, которая в топках с твердым шлакоудалением может вызвать шлакование. Жидкое шлакоудаление улучшает показатели топочных устройств, организует более рациональное удаление золы и интенсифицирует теплопередачу в конвективных поверхностях нагрева вследствие возможности повышения скорости продуктов сгорания. Однако основным недостатком является низкое энерговыделение в топочной камере.

4.3. ВИХРЕВЫЕ (ЦИКЛОННЫЕ) ТОПКИ

Известно, что чем быстрее протекает горение топлива и интенсивнее энерговыделение, тем меньше может быть принят объем топки, тем меньше удельная поверхность, принимающая участие в лучистом теплообмене, и тем выше будет температура в топке. Следовательно, от температуры в топке зависит интенсивность процесса горения. Для сравнения на рис. 4.9 температура изображена как функция энерговыделения в топке для различных видов топок, откуда следует, что основное преимущество вихревых (циклонных) топок — высокое энерговыделение. Циклонный метод сжигания обеспечивает также гибкое и глубокое регулирование нагрузки. Циклоны располагают горизонтально (или со слабым наклоном) и вертикально.

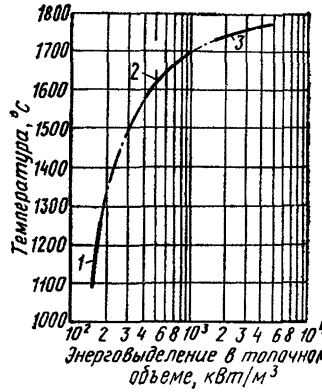


Рис. 4.9. Зависимость температур от энерговыделения в различных топках

1 — пылеугольная топка с удалением шлаков в твердом состоянии; *2* — топка с пережимом; *3* — вихревая (циклонная) топка

4.3.1. Топки с горизонтальными циклонами. Сущность циклонного метода сжигания состоит в том, что тангенциально вводимый в цилиндрический горизонтальный предтопок вторичный воздух с большой скоростью (100—150 м/с) закручивает поток первичной смеси и в результате центробежного эффекта частицы топлива отбрасываются к стенкам циклона (рис. 4.10). Вся поверхность нагрева циклона ошипована и покрыта огнеупорной массой, благодаря чему, а также увеличению q_v в циклоне развивается высокая температура, при которой шлак находится в расплавленном состоянии и вытекает через летку в нижней части циклона. Движущиеся по спирали в циклоне частицы топлива подвержены воздействию двух сил: центробежной, отбрасывающей их к внутренней поверхности циклона, и аэродинамической, приводящей к выносу их с большей скоростью (до 20 м/с) вместе с продуктами сгорания через суженное центрально расположенное окно, занимающее небольшое сечение циклона. Соотношение этих сил зависит от размеров частиц, по-

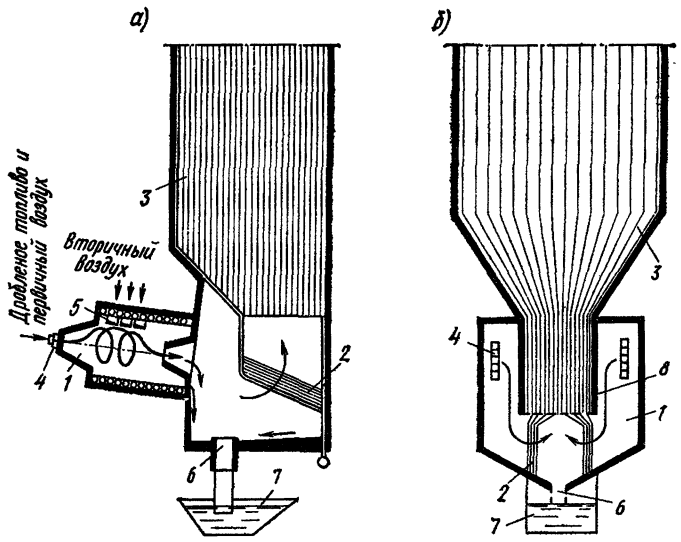


Рис. 4.10. Циклонные топки

а — топка с горизонтальными (наклонными) циклонами; *б* — топка с вертикальным расположением циклонов под камерой охлаждения; *1* — камера горения (циклонов, предтопок); 2 — шлакоулавливающий пучок; *3* — камера охлаждения; *4* — горелка; *5* — сопла вторичного воздуха; *6* — шлаковая летка; *7* — ванна для охлаждения и улавливания шлака; *8* — «воротник»

этому топливные частицы распределяются по сечению циклона резко неравномерно в соответствии с фракционным составом: к стенкам циклона отбрасываются частицы наиболее крупных размеров, в центральной части циклона движутся мелкие частицы. В процессе выгорания крупные частицы, теряя часть своей массы, все в большей степени подвергаются аэродинамическому воздействию потока и выносятся из циклона.

В отличие от камерного сжигания, при котором частицы топлива сгорают в потоке и продолжительность пребывания их в топке ограничена временем пребывания продуктов сгорания в топке, в циклонном предтопке крупные частицы топлива находятся столько времени, сколько это необходимо для полного выгорания их независимо от продолжительности пребывания продуктов сгорания в топке. Это позволяет в циклонных предтопках сжигать не только пылевидное, но и дробленое топливо с размером кусочков до 5 мм, а также улавливать до 90 % золы топлива.

В горизонтальных циклонах вторичный воздух вводят тангенциально. Топливо с первичным воздухом вдувают аксиально. Диаметр циклонов 1,5—4 м, длина больше его диаметра на 20—50 %. Производительность одного циклона по пару составляет более 200 т/ч. Число циклонов определяется паропроизводительностью агрегата. Наличие нескольких циклонов позволяет изменять нагрузку парогенератора в широких пределах отключением части из них. Этим обеспечиваются высокая форсировка остающихся в работе циклонов, высокая температура и текучесть шлака независимо от нагрузки. Циклонные топки имеют хорошие показатели при сжигании сухих каменных и маловлажных бурых углей. Сжигание тощих углей и антрацита в циклонных топках затруднено.

4.3.2. Топки с вертикальными циклонными предтопками. В этих топках рабочие потолки вдуваются в циклонные предтопки при существенно меньшей скорости, чем в топках с горизонтальными циклонами, а именно; $w_{перв} = 20—30$; $w_{втор} = 40—60$ м/с. В вертикальных циклонных предтопках центробежный эффект и сепарационные свойства топки менее выражены. При этом крупные частицы не задерживаются в потоке, как в топках с горизонтальными циклонами, а выпадают на подтопки. В топках с вертикальными циклонными предтопками сжигают пыль более грубого размола по сравнению с размолом топлива для факельных топок.

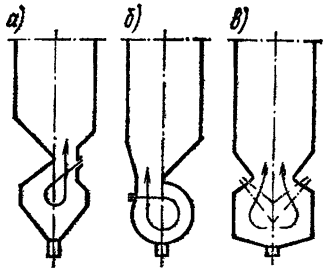


Рис. 4.11. Схемы вихревых топок с пересекающимися струями

Вертикальные циклоны (см. рис. 4.10, *б*) выполняют цилиндрической формы, но располагают их под камерой догорания. Циклонная камера и отверстие (воротник) для выхода газов экранированы и заизолированы огнеупорной обмазкой. Продукты сгорания попадают в камеру охлаждения, где установлены открытые экраны. Жидкий шлак стекает по стенкам циклона и удаляется через шлаковую летку. Шлак дополнительно улавливается при резком повороте газов перед выходом из циклона. На котельный агрегат устанавливают от одного до трех циклонов. Циклоны допускают снижение нагрузки до 30 % при высокой эффективности сжигания топлива. В зависимости от выхода летучих энерговыделение в циклонах достигает 1400 кВт/м^3 и более. Скорость вторичного воздуха (40—60 м/с) меньше, чем в горизонтальных циклонах, но больше, чем в факельных топках. В вертикальных циклонных предтопках улавливается до 70—80 % золы.

4.3.3. Топки с пересекающимися струями. Принцип работы этих топок (рис. 4.11) заключается в принудительном подводе топочных газов к корню факела для интенсификации воспламенения топлива. *Эти топки отличаются большой скоростью* вдувания топливно-воздушной смеси (до 60—80 м/с), поэтому в них используются компактные горелки. Благодаря энергичному воспламенению и организации вихревого сжигания эти топки имеют ряд достоинств: экономичное сжигание каменных углей при высоком энерговыделении в объеме всей топки (220—350 кВт/м^3 и выше); при переходе с одного вида топлива на другой (включая газ и мазут); сравнительно небольшое изменение температуры на выходе из топки.

4.4. ГОРЕЛОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ КАМЕРНОГО СЖИГАНИЯ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

Горелка — устройство для образования смесей пылевидного, газообразного или жидкого топлива с воздухом и подачи их в зону горения. В процессе размола и сушки топливная пыль

при температуре 70—130 °С потоком первичного воздуха через горелки вдувается в топочную камеру. Через горелки поступает также вторичный воздух при температуре 250—420 °С. Следовательно, через горелки в топку поступают два раздельных потока: топливовоздушная смесь и вторичный воздух. Образование горючей смеси завершается в топочной камере. Горелки являются важным элементом топочного устройства; от их работы и размещения в топке зависит характер смесеобразования, что в сочетании с аэродинамикой топочной камеры определяет интенсивность воспламенения, скорость и полноту сгорания, а следовательно, тепловую мощность и эффективность топки.

Различают круглые (турбулентные) и прямоточные (щелевые) пылевые горелки. Для сжигания пылевидного топлива совместно с газом применяют комбинированные пылеугольные горелки.

4.4.1. Круглые горелки. На агрегатах большой производительности устанавливают мощные одно- и двухулиточные, лопаточные и улиточно-лопаточные пылеугольные круглые горелки. При любой конструкции круглой горелки потоки пылевоздушной смеси и вторичного воздуха закручиваются в одном направлении. В горелке ОРГРЭС (см. рис. 4.12, *а*) вторичный воздух, получивший вращение в улиточном устройстве, встречаясь с пылевоздушной смесью, увлекает ее. В горелках ТКЗ, ЗИО и ЦКТИ (см. рис. 4.12, *б, в*) оба потока закручиваются вследствие улиточного или лопаточного подвода. Потоки образуют в

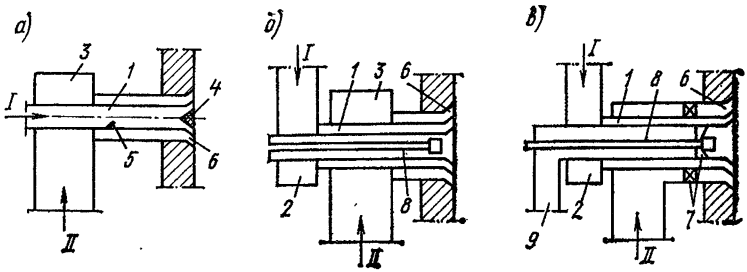


Рис. 4.12. Схема различных круглых пылеугольных горелок

а — с рассекателем; *б* — с мазутной форсункой; *в* — с лопаточным аппаратом; *1* — ствол для аэропыли; *2* — улитка первичного воздуха; *3* — улитка вторичного воздуха; *4* — рассекатель; *5* — порог; *6* — амбразура; *7* — лопаточный аппарат; *8* — мазутная форсунка; *9* — подвод воздуха к мазутной форсунке; *I* — подвод пылевоздушной смеси; *II* — подвод вторичного воздуха

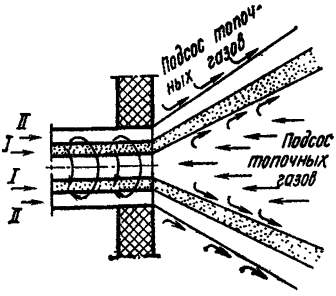


Рис. 4.13. Схема смесеобразования на выходе из круглой горелки
I — пылевоздушиая смесь;
II — вторичный воздух

топке два концентрически расходящихся усеченных конуса, как бы опирающихся малыми основаниями на кольцевые выходы из горелки (рис. 4.13). Внутри образуется конус пылевоздушной смеси, снаружи к нему примыкает конусообразный поток вторичного воздуха. По мере движения в топке оба потока проникают один в другой, перемешиваются, увлекая за собой топочные газы. Чем больше горячих топочных газов вовлекается в этот процесс, тем быстрее воспламеняется и сгорает топливо. Для увеличения угла раскрытия факела мощные горелки имеют коническую выходную насадку. С этой же целью выходящую часть амбразуры часто также выполняют конической, расширяющейся к устью. При этом достигается лучшее сочетание форм развития факела и амбразуры, увеличивается поверхность контакта факела, ускоряется воспламенение топлива.

На полноту сгорания топлива сильное влияние оказывают скорости вдувания в топку первичной смеси и вторичного воздуха. При малой скорости первичной смеси возможны выпадение из потока крупных частиц топлива и обгорание выходных патрубков горелки. Слишком большая скорость первичной смеси ухудшает условия воспламенения и увеличивает длину факела. Скорость вторичного воздуха так же, как и первичного, выбирается в зависимости от выхода летучих $w_1 = 12 \div 25$ м/с, $w_2 = 18 \div 30$ м/с. Круглые горелки универсальны и применимы для любого твердого топлива, но наибольшее распространение они получили для топлива с малым выходом летучих. Единичная мощность круглых горелок достигает 14 т/ч (по углю АШ).

4.4.2. Прямоточные горелки. Характеризуются тем, что пыль топлива и вторичный воздух подаются в топку самостоятельными потоками через узкие прямые щели. Ввиду отсутствия турбулизирующего эффекта прямоточные горелки создают дальнебойные струи с малым углом расширения.

Это горелочное устройство сжигает пылевидное топливо в тонких плоских параллельных струях. Пылевоздушная смесь подается в топку со скоростью 20—30 м/с через вертикальные узкие вытянутые амбразуры, расположенные на расстоянии 1,2—2 м одна от другой. Подсос топочных газов создает в пространстве между соседними струями мощные очаги вихревых зон горячих продуктов сгорания, что обеспечивает устойчивое зажигание факела. Малая ширина горелок, большой периметр и сравнительно большая скорость воспламенения обеспечивают быстрое распространение его на все сечение факела и расположение ядра горения вблизи амбразур. Такое горелочное устройство применяют в топках для сжигания высокореакционного топлива: бурого угля, фрезерного торфа, горючих сланцев.

4.4.3. Компоновка пылеугольных горелок. Пылеугольные горелки размещают на фронтальных или боковых стенках топочного объема котла. В зависимости от паропроизводительности горелки можно располагать в несколько ярусов. Расположение горелок бывает разным. В топках с удалением шлака в твердом состоянии горелки располагаются на фронтальной стене, напротив друг друга, на двух стенах или в углах топочной камеры (рис. 4.14). При одно- и двухфронтальном и боковом размещении применяют круглые и щелевые горелки с расстоя-

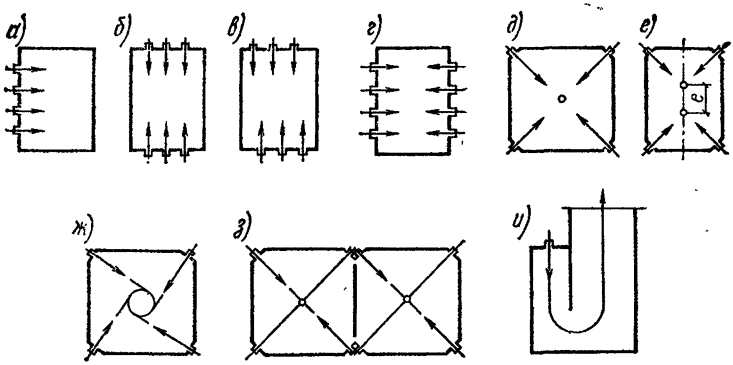


Рис. 4.14. Схемы расположения пылеугольных горелок

а — фронтальное; *б* — встречное (боковое); *в* — встречно-смещенное (боковое); *г* — двухфронтальное; *д* — угловое с одним фокусом встречи факелов; *е* — угловое боковое с двумя фокусами встречи; *ж* — тангенциальное угловое; *з* — угловое в топке с двусветным экраном; *и* — потолочное

нием между круглыми горелками большим, чем между щелевыми. Продукты сгорания, выходящие из крайних горелок, не должны касаться топочных экранов. Во избежание сепарации пыли гнезда горелки располагают на 1,5—2 м выше скоса холодной воронки. Фронтальное расположение (см. рис. 4.14, *а*) возможно при короткофакельных круглых горелках. Дальнебойные горелки вызывают шлакование заднего экрана топки. При фронтальном расположении горелок пылепроводы получаются короткими, а распределение температуры по ширине топки достаточно равномерным.

В котельных агрегатах умеренной мощности горелки часто располагают на противоположных боковых стенках симметрично (см. рис. 4.14, *б, в*). Так как ширина топки больше ее глубины, то боковое расположение позволяет применять горелки с повышенной дальнобойностью. Слишком дальнобойные горелки нежелательны, так как при встречных потоках факел отбрасывается в стороны и вызывает шлакование фронтальной и задней стен топки. При встречно-смещенной компоновке горелок с тонкими струями образуется мощное ядро факела с высокой температурой в нижней части топки и не происходит шлакования экранов. В котельных агрегатах большой мощности горелки располагают: на фронтальной и задней стенках топки (см. рис. 4.14, *г*) и часто в два — четыре яруса. При угловой компоновке горелок различают диагональное расположение с одним фокусом встречи факелов в центре сечения топки (см. рис. 4.14, *г*) и блочное с двумя фокусами (см. рис. 4.14, *е*). Широкое применение получила тангенциальная компоновка угловых горелок, при которой их оси направлены тангенциально к воображаемой окружности диаметром 1—2 м в центре топки (см. рис. 4.14, *ж*). В топке образуется вертикальный вихрь, обеспечивающий хорошее перемешивание. В топках, разделенных двусветными экранами, угловые горелки размещают в углах каждой части камеры (см. рис. 4.14, *з*). Угловые горелки также устанавливают в 2—4 яруса, что обеспечивает достаточным количеством топлива котельные агрегаты большой мощности.

При тангенциальной компоновке угловых горелок лучшие результаты достигаются в топках, имеющих в плане форму, близкую к квадратной, что обусловливает хорошую аэродинамику топочного объема. Блочное расположение угловых горелок применяют в топках, вытянутых по фронтальной части.

Хорошее заполнение топки факелом достигается при потолочном расположении горелок (см. рис. 4.14, *и*), но применяют его редко вследствие усложнения компоновки и ухудшения условий воспламенения. При жидком шлакоудалении обычно применяют угловые щелевые горелки, а для топки с умеренной температурой плавления золы — круглые. При высокой температуре в топке и тугоплавкой золе круглые горелки подвержены сильному радиационному обогреву и быстро обгорают. Для создания высокотемпературной зоны, необходимой для поддержания жидкоплавкого состояния шлака, горелки располагают значительно ниже, чем при удалении шлака в твердом состоянии, и наклоняют к ванне под углом, тем большим, чем выше они установлены. Горелки, расположенные слишком низко, при малой нагрузке подвержены шлакованию и могут привести к сепарации топливной пыли в ванну.

4.5. ГОРЕЛОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ СЖИГАНИЯ ЖИДКОГО И ГАЗООБРАЗНОГО ТОПЛИВА

4.5.1. Мазутные горелки. Для рыспыления мазута применяют форсунки, которые вместе с завихревающими устройствами — регистрами, служащими для подачи воздуха, — образуют мазутную горелку. В зависимости от метода распыления различают форсунки паровые и механические. В паровых форсунках распыление топлива достигается в результате использования кинетической энергии струи пара, вытекающей из форсунки. В форсунках с механическим распылением используется кинетическая энергия струи мазута, создаваемая давлением топливного насоса. Выходя под давлением с повышенной скоростью через небольшое отверстие форсунки, мазут распыляется. Кроме механических и паровых имеются также комбинированные форсунки, работа которых основана на совместном использовании обоих методов распыления.

4.5.2. Механические форсунки. Конструкция механической форсунки показана на рис. 4.15. Пройдя штангу, мазут под давлением 2,5—3,5 МПа поступает в распыливающую головку, в которой установлен завихритель-распылитель, имеющий несколько тангенциальных отверстий, закручивающих поток мазута. Через эти отверстия мазут поступает в центральную камеру головки, а оттуда через центрально расположенное отверстие

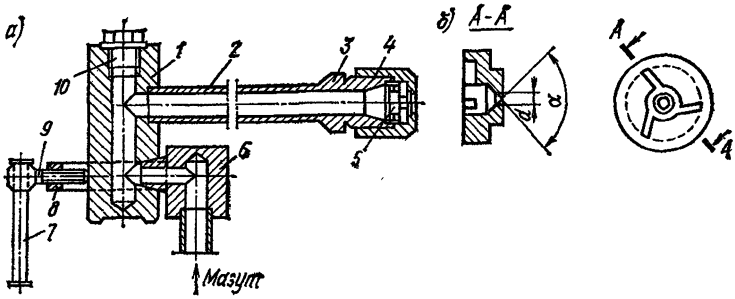


Рис. 4.15. Схема мазутной форсунки с механическим распыливанием
а — форсунка; *б* — завихритель-распылитель; *1* — корпус; *2* — штанга; 3 — головка; *4* — накидная гайка; *5* — завихритель-распылитель; *6* — колодка; *7* — рукоятка; *8* — скоба; *9* — стопорный винт; *10* — пробка

с большой скоростью и сильным завихрением выбрасывается в топочную камеру, где, взаимодействуя с газовой средой, распыляются на мелкие капли. Расход энергии на распыление не превышает 0,1 % паропроизводительности котельной установки. Производительность мощных механических форсунок достигает 12 т/ч и более. Эти форсунки обеспечивают достаточно высокую тонкость распыления мазута. Диапазон регулирования 100—60 %.

4.5.3. Паровые форсунки. В паровых форсунках высокий эффект распыления достигается в результате большой скорости истечения струи пара (до 1000 м/с), увлекающей с собой мазут. Достоинством парового распыления являются простота форсунки, а также высокое качество распыления в широком диапазоне производительности (100—20 %). Для распыления применяют насыщенный и слабоперегретый пар. Недостатки паровых форсунок: большой расход пара (3—5 % и более производительности котла), низкая производительность, заметное увеличение объема продуктов сгорания, сильный шум, снижение температуры в топке из-за охлаждающего действия пара. Поэтому паровое распыление применяется только для розжига пылевидного топлива или для распыления мазута в мощных механических форсунках при малой нагрузке, когда они не обеспечивают хорошего распыления.

4.5.4. Паромеханические форсунки (рис. 4.16) мало отличаются от чисто механических. В них имеются два канала: один — мазутный, другой — паровой. Мазутный канал анало-

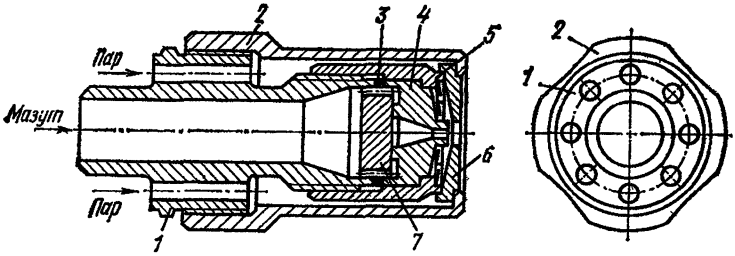


Рис. 4.16. Схема паромеханической форсунки

1 — корпус; *2* — накидная гайка; *3* — прокладка; *4* — механический завихритель; *5* — паровой завихритель; *6* — насадка; *7* — распределительный диск

гичен каналу механической форсунки. При большой нагрузке котла топливо последовательно проходит механический завихритель и насадку. При малой нагрузке, кроме того, используется пар, который поступает в паровой канал, проходит систему отверстий в корпусе форсунки и паровой завихритель и далее, встречаясь с мазутом, распыляет его. Одновременно с паровым действует и механическое распыление, которое при низком давлении не обеспечивает получения капель должного размера. Производительность паромеханических форсунок до 5—7 т/ч.

4.5.5. Воздушные регистры. Для эффективного сжигания мазута недостаточно тонкого его распыления. Необходимо также тщательно перемешать распыленный мазут с воздухом. Это достигается нагнетанием воздуха дутьевыми вентиляторами в топку через воздушные регистры (воздухонаправляющие устройства), обеспечивающие его интенсивное завихрение и подачу со скоростью 25—30 м/с в наиболее узком сечении амбразуры. По числу воздушных потоков регистры различают одно- и двухпоточные, а по характеру этих потоков — с закручиванием и незакручиванием потока (прямоструйные).

В регистрах с закручиванием потока воздуха крутка воздушного потока осуществляется в лопаточном или улиточном аппарате (рис. 4.17). При большой производительности форсунки применяют регистры лопаточного типа (рис. 4.18). Лопатки поставлены под углом, и усиление завихрения потока воздуха интенсифицирует процессы смесеобразования и горения. С другой стороны, усиление завихрения вызывает увеличение сопротивления регистра и соответственно повышает расход котла.

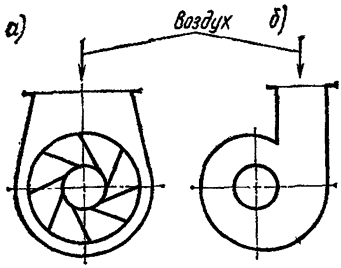


Рис. 4.17. Схемы воздушных регистров
а — лопаточный; *б* — улиточный

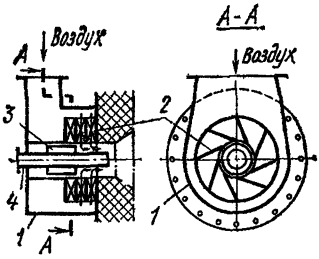


Рис. 4.18. Схема регистра с лопаточным подводом воздуха
1 — корпус; *2* — лопаточный аппарат; *3* — регулирующий барабан; *4* — ствол для газомазутной форсунки

Установлено, что регистры с лопатками, расположенными под углом 45—50 °С, обеспечивают устойчивость работы, энергичное воспламенение и горение топлива при умеренном давлении воздуха перед горелкой (1—3 кПа). При снижении производительности мазутной форсунки расход воздуха приводят в соответствие с уменьшенным расходом мазута; при этом энергия завихрения потока уменьшается пропорционально квадрату падения скорости воздуха, вследствие чего ухудшается смесеобразование. Чтобы сохранить эффективное завихрение воздуха, перекрывают часть сечения регистра (пропорционально уменьшению расхода топлива). Это достигается перемещением вдоль оси горелки регулирующего шибера (на рис. 4.18 — регулирующего барабана *3*).

Мощные мазутные форсунки выполняют с более глубоким регулированием их производительности, причем расход воздуха приводится в соответствие с расходом топлива. Поэтому воздушные регистры для мощных форсунок также должны допускать более глубокое регулирование подачи воздуха. Часто мазут сжигают как резервное топливо, поэтому горелки должны допускать сжигание обоих видов топлива. Однако физико-химические свойства газа и мазута существенно различны, и поля воздушных потоков для этих топлив также должны быть различными, вследствие чего в мощных газомазутных горелках воздух часто подается двумя потоками с самостоятельным завихрением и регулированием каждого из них. Двухпоточный регистр с ло-

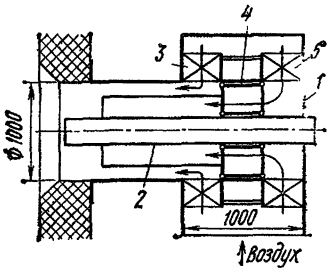


Рис. 4.19. Схема двухпоточного воздушного регистра с лопаточным аппаратом для газомазутных горелок большой производительности

1 — корпус; *2* — ствол для мазутной форсунки и запального устройства; *3* — лопаточный аппарат для периферийного подвода воздуха; *4* — регулирующий барабан; *5* — лопаточный аппарат для центрального подвода воздуха

паточным аппаратом для форсунок большой производительности и широким диапазоном регулирования показан на рис. 4.19. В центральной трубе воздушного регистра по оси располагают мазутную форсунку.

4.5.6. Газовые горелки. По способу подвода воздуха газовые горелки делятся на две группы: инжекционные горелки с подачей воздуха при использовании инжектирующего эффекта потока газа и горелки с принудительной подачей воздуха дутьевыми вентиляторами. Недостатками дутьевых горелок являются необходимость затраты электроэнергии на дутье и отсутствие саморегулируемости соотношения «воздух — газ». Поэтому котельные агрегаты, оборудованные горелками с принудительной подачей воздуха, снабжают системой автоматического регулирования подачи воздуха в соответствии с расходом газа и автоматической блокировкой, прекращающей подачу газа при недопустимом уменьшении расхода воздуха.

Для образования горючей смеси применяют два метода: разделение потока газа на тонкие струи и повышение турбулентности газовоздушного потока. Характерной особенностью сжигания природного газа является образование горючей смеси из различных количеств газа и воздуха: на 1 м^3 природного газа расходуется около 12 м^3 воздуха, так что сечение для газа мало по сравнению с сечением для воздуха. Это позволяет для образования горючей смеси подавать газ тонкими струями со скоростью 100 м/с и более в мощный поток воздуха, имеющего скорость 20—40 м/с. Разделение газа на тонкие струи обеспечивает эффективное смесеобразование и является характерным для всех горелок, предназначенных для сжигания природного газа в топках котельных агрегатов. Для равномерного распре-

деления газа в горелках большой производительности с большим сечением воздушных каналов глубина проникновения газовых струй должна быть различной. Достаточно организовать развитие газовых струй в двух-трех слоях воздушного потока (рис. 4.20), причем распределению газа по слоям должен соответствовать расход воздуха в них.

В топке, работающей на газовом топливе, можно получить любую степень светимости факела: от несветящегося до светящегося. Основным фактором, влияющим на светимость факела, являются усло́вия смесеобразования. В горелках с предварительным смешением (полное и равномерное смешение воздуха и газа в начальной части горелки) получается несветящийся факел. При раздельной подаче в топку газа и воздуха ухудшаются условия перемешивания вследствие замедления процессов смешения и горения, что приводит к формированию зон сажеобразования в факеле и резкому повышению светимости факела. Для сжигания природного газа в котельных агрегатах наиболее важен процесс частичного перемешивания газового и воздушного потоков в пределах газовой горелки; в топке же завершается процесс смесеобразования. Такой метод смесеобразования позволяет обеспечить оптимальную светимость факела, а следовательно, и прямую отдачу в топке, а также повышает устойчивость горения.

4.5.7. Газомазутные горелки. На мощных котельных агрегатах устанавливают комбинированные газомазутные горелки. На рис. 4.21 показана газомазутная горелка коаксиального типа

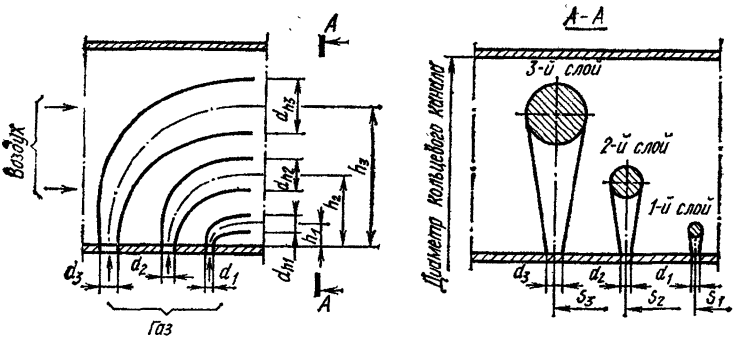


Рис. 4.20. Схема развития газовых струй при разных диаметрах отверстий для истечения газа

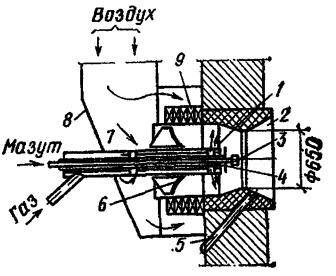


Рис. 4.21. Схема газомазутной горелки коаксиального типа с центральной подачей газа

1 — кольцевой газовый коллектор; *2* — биконическая амбразура; *3* — мазутная форсунка; *4* — фланец; *5* — канал для запальника; *6* — дисковый шибер; *7* — подвод воздуха для охлаждения наконечника; *8* — предохраняющий наконечник от обгорания; *9* — лопаточный аппарат

с центральной подачей газа. Из коаксиального коллектора газ подается через отверстия различного диаметра. Воздух подводится тангенциально через лопаточный регистр без разделения потока на отдельно регулируемые зоны. В лопаточном аппарате воздух закручивается перед выходом в амбразуру, в которой образуется газовоздушная смесь. Скорость входа газовоздушной смеси в топку 25—30 м/с. Давление газа перед горелкой 2,5—3,0 кПа. Эти горелки просты по конструкции. Они создают растянутый газовый факел по сравнению с горелками, имеющими периферийную подачу газа. Газомазутные горелки котла оборудованы механизмом, который при сжигании одного вида топлива отключает подачу другого.

До последнего времени считали, что обязательным условием работы сильно экранированных топок является образование светящегося факела, при котором возможно эффективное тепловосприятие топочных экранов. Для факелов различной светимости это справедливо лишь при одинаковой температуре. В действительности излучательная способность факела определяется не только светимостью, но и температурой. Горелки с хорошими условиями перемешивания природного газа и воздуха, образуя короткий слабосветящийся факел, вместе с тем позволяют вести процесс сжигания газа при малом избытке воздуха, благодаря чему уменьшается балластирующее действие избыточного воздуха. При таком сжигании со слабосветящимся пламенем развивается более высокая температура факела. Кроме того, при использовании горелок с хорошими условиями смесеобразования наблюдается более раннее зажигание и устанавливается более высокая температура вблизи горелок. Оба обстоятельства усиливают лучистую теплоотдачу в начале топки, компенсируя таким образом ослабление теплоотдачи

вследствие понижения светимости факела. Следовательно, как при сжигании мазута, так и при сжигании природного газа доля лучистого тепловосприятия значительна, и поэтому все стены топочной камеры, включая ее подовую часть, плотно экранируют.

Однофронтальное расположение газовых и мазутных горелок упрощает и удешевляет компоновку оборудования. Такое расположение более удобно в обслуживании, однако не обеспечивает хорошего заполнения топки факелом и неприемлемо для относительно неглубоких топок. В неглубоких топках (менее 5—6 м) возникают трудности развития факела. Факелы мощных газомазутных горелок достигают заднего экрана, что связано с понижением надежности, охлаждением продуктов сгорания, движущихся вдоль относительно холодных экранов.

Лучшие условия развития факелов и сгорания топлива достигаются при *встречном* расположении газовых и мазутных горелок. При этом факел концентрируется в центральной высокотемпературной области топки и не распространяется на пристенные участки. Являясь недостаточно совершенными, прямоточные горелки не могут обеспечить подготовку горючей смеси настолько, чтобы она воспламенялась непосредственно на входе в топку, вследствие чего топливо воспламеняется на значительном расстоянии от горелки. В этих условиях функции горелок в определенной степени передаются топке, в центре которой происходит удар двух встречных факелов, позволяющих сосредоточить процесс горения в высокотемпературной области топки. При такой компоновке две прямоточные горелки, расположенные навстречу друг другу на определенном расстоянии, рассматриваются как единое целое. Организация сжигания мазута в топке со встречными соударяющимися струями приводит к дополнительному (вторичному) дроблению капель мазута и усилению турбулизации потока, увеличению относительной скорости фаз в зоне встречи струй и длительности пребывания топлива в высокотемпературной области. Все это существенно интенсифицирует процесс горения.

У котлов большой мощности горелки в зависимости от их единичной производительности можно расположить в несколько ярусов. *Многоярусное расположение* удобно в эксплуатации газомазутных топок, так как замена одного топлива другим

из-за изменения светимости факела связана с перераспределением теплоты между топочными экранами и конвективными поверхностями нагрева. Это, в свою очередь, оказывает влияние на температуру продуктов сгорания на выходе из топки и, следовательно, на температуру перегретого пара. При многоярусном расположении горелок при чрезмерном перегреве пара, вызванном сжиганием газа, включают горелки только нижних ярусов. Наоборот, при сжигании мазута, дающего сильно светящийся факел, температура перегретого пара снижается, в связи с чем включают горелки верхних ярусов. Большое число горелок позволяет также более плавно регулировать нагрузку, но усложняет газовые и воздушные коммуникации и эксплуатацию парогенератора.

Размер факела горелок выбирают из условия наилучшего заполнения топки факелом. Слишком длиннофакельные горелки при неравномерной работе более склонны к образованию газового перекоса в топке, чем короткофакельные. Последние же не обеспечивают достаточного заполнения топки факелом. В свою очередь, размер факела зависит от степени завихрения (закручивания) потока воздуха в регистрах. Чем интенсивнее закручивается поток в горелке, тем короче факел.

Сечение амбразуры определяется скоростью газовоздушной смеси. От этой скорости зависят нормальное положение факела в топке, а также исключение «проскока» пламени в горелку (при низкой нагрузке) и предупреждение отрыва факела (при высокой нагрузке). Для газового топлива эту скорость в узкой части горелки принимают повышенной (25—50 м/с). Скорость воздуха в горелках задана условиями смесеобразования для замещающего топлива. Выбор типа и единичной мощности горелочных устройств и их компоновка оказывают решающее влияние на работу газомазутных котельных установок. Горелочные устройства позволяют управлять длиной и другими геометрическими параметрами факела, а также степенью заполнения им топки. Эти характеристики топочного устройства приобретают особое значение для котлов, оборудованных газомазутными горелками большой единичной производительности.

Глава 5. НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА КОТЛА

5.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ. КЛАССИФИКАЦИЯ. ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Экономайзеры для нагрева питательной воды и воздухоподогреватели для нагрева дутьевого воздуха находятся в конце газового тракта котла и омываются газами со сравнительно низкой температурой, поэтому их часто называют низкотемпературными, или хвостовыми, поверхностями. Из всех поверхностей нагрева котла, находящихся под давлением, в экономайзере температура металла труб имеет наименьшее значение. Установка воздухоподогревателя увеличивает экономичность котла главным образом за счет снижения потерь с уходящими газами, а также позволяет значительно улучшить процесс горения топлива, особенно при сжигании низкокачественных и малореакционных топлив, снизив потери тепла в топке q_3 и q_4, и увеличить передачу теплоты радиацией по сравнению с менее эффективной теплоотдачей — конвекцией.

Предварительный нагрев воздуха, подаваемого в топку для горения, позволяет повысить теоретическую температуру сгорания топлива. Обычно увеличение температуры нагрева воздуха на 100 °С повышает температуру горения примерно на 35—40 °С. Снижение температуры уходящих газов на каждые 10 °С за счет установки хвостовых поверхностей нагрева повышает КПД парогенератора примерно на 0,5 %. Низкий уровень температур металла стенок труб хвостовых поверхностей нагрева делает вероятным их коррозионные повреждения вследствие конденсации влаги из дымовых газов и возможности попадания в конденсат SO_2 и SO_3. Кроме того, экономайзер и воздухоподогреватель больше, чем другие поверхности котла, страдают от золового износа и отложений летучей золы на трубах. Характерным для хвостовых поверхностей нагрева является также низкий температурный напор, особенно на входе в экономайзер и на выходе из холодной части воздухоподогревателя. Поэтому основными задачами при разработке конструкции хвостовых поверхностей нагрева являются: интенсификация теплообмена и создание компактных малогабаритных элементов с умеренной затратой металла, которые бы подвергались минимальным золовому износу, загрязнению и коррозии.

5.2. ЭКОНОМАЙЗЕРЫ

Экономайзеры выполняют в виде трех конструкций: чугунные, стальные гладкотрубные и стальные из оребренных труб. В *чугунных* экономайзерах (рис. 5.1) поверхность нагрева образована чаще всего из оребренных чугунных труб, соединенных в змеевики путем гладкотрубных U-образных калачей для перепуска воды. Обычно калачи выносятся из зоны непосредственного обогрева продуктами сгорания за обмуровку. Это облегчает ремонт экономайзера и повышает надежность его работы, позволяя устранять в случае необходимости протечки в уплотнениях без разборки тепловой изоляции котла. Для улучшения теплопередачи в экономайзерах применяют противоток воды и газов.

Стремление увеличить поверхность нагрева чугунного экономайзера при той же массе или снизить массу при той же поверхности по сравнению с гладкотрубным привело к применению ребристых экономайзеров, состоящих из чугунных труб с круглыми или прямоугольными ребрами. Такие экономайзеры оказываются более компактными, прочность их возрастает, и они могут работать при повышенном до 2,3 МПа давлении. Однако вследствие ребристой поверхности они более чувствительны к внешнему загрязнению. Занос золой становится опасным,

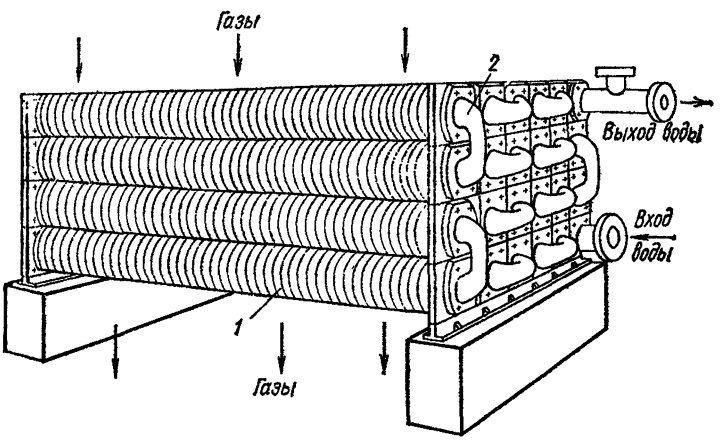


Рис. 5.1. Чугунный экономайзер
1 — оребренные трубы; *2* — калач для перепуска воды

так как очистка скребками невозможна. Ребристые экономайзеры очищают обдувкой паром. Обдувку следует производить регулярно, так как загрязнение золой, затвердевшей между ребрами, часто уже не может быть устранено без порчи самого экономайзера (поломки ребра).

В *стальных гладкотрубных* экономайзерах поверхность нагрева выполнена из гладких стальных труб, согнутых в виде змеевиков (рис. 5.2). В большинстве случаев применяют плоские змеевики с простым гибом, у которых гнутые и прямые участки труб находятся в одной плоскости. Поверхность нагрева экономайзера выполняют из параллельно включенных трубчатых змеевиков с небольшим внутренним диаметром, которые, как правило, располагаются в шахматном порядке. Входные и выходные концы змеевиков объединяются соответственно входными (распределяющими) и выходными (собирающими) коллекторами, расположенными на стенках конвективного газохода. Нагретая вода из коллекторов обычно отводится трубами большого диаметра, равномерно распределенными по длине коллектора.

Трубы экономайзера укреплены на стойках, установленных на опорных балках коробчатой формы. Опорные балки, прикрепленные к каркасу, изолированы, и в ряде случаев их охлаждают воздухом, присоединяя к напорной стороне дутьевого вентилятора. По ходу газов экономайзер разбит на пакеты высотой 1—1,5 м, что улучшает условия ремонта, хотя и требует значи-

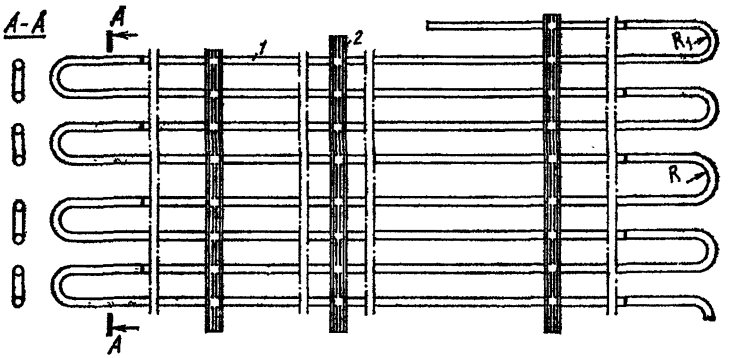


Рис. 5.2. Змеевик экономайзера
1 — змеевик; *2* — стойка крепления

тельного увеличения высоты конвективной шахты. Трубы к коллектору присоединяют сваркой непосредственно или через промежуточные штуцера, которые также приварены к коллектору. Плоскость змеевиков может быть расположена параллельно или перпендикулярно задней стенке газохода (рис. 5.3). Схему расположения змеевиков выбирают из условия обеспечения требуемой скорости воды. При одинаковых размерах газохода, шаге и диаметре труб наибольшее количество змеевиков будет в схеме на рис. 5.3, *а*, наименьшее — в схеме на рис. 5.3, *в*.

В связи с необходимостью повышения эффективности экономайзерных поверхностей нагрева (снижение габаритов, массы металла на единицу воспринятой теплоты, затрат энергии на собственные нужды) вместо гладкотрубных в последние годы стали применять стальные *экономайзеры из оребренных труб*. Чаще всего применяют трубы с двумя продольными ребрами — плавниками (рис. 5.4, *а*). Плавники находятся в одной плоскости. Такие трубы в газоходе располагают так, чтобы плоскость плавников совпадала с направлением потока газов. В последнее время разработано несколько типов мембранных конвективных поверхностей (см. рис. 5.4, *б*—*ж*). Мембраны, сваренные между трубами, наряду с уменьшением длины труб

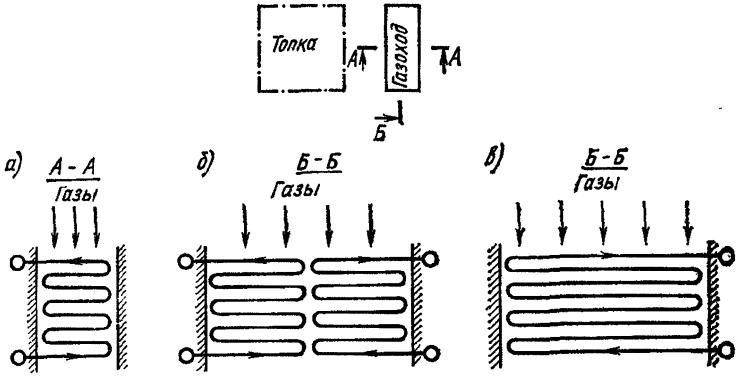


Рис. 5.3. Схема расположения змеевиков экономайзера в газоходе котла
а — в плоскости, перпендикулярной задней стенке газохода; *б* — в плоскости, параллельной задней стенке газохода, с двумя потоками воды; *в* — то же, с одним потоком

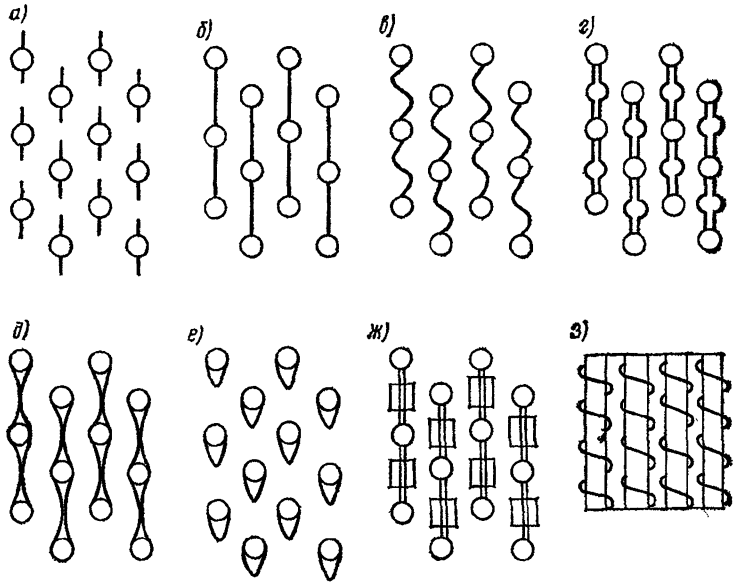


Рис. 5.4. Оребренные конвективные поверхности нагрева
а — плавниковые; *б* — мембранные; *в* — с турбулизирующими мембранами; *г* — с фальштрубами; *д* — линзовые; *в* — с обтекателями; *ж* — мембранно-лепестковые; *з* — винтовые

и габаритов позволяют увеличить поверхность, уменьшить при тех же габаритах загрязнение и износ за счет изменения шагов труб в поверхности нагрева.

Экономайзеры бывают кипящего и некипящего типа. В экономайзерах *некипящего типа* вода не догревается до кипения; если же наряду с подогревом воды образуется пар, экономайзер называется *кипящим*. Обычно испаряется в экономайзере не более 20—25 % всей воды. В экономайзерах некипящего типа закипание воды недопустимо и может привести к образованию паровых пробок. В экономайзере кипящего типа не должно быть участков с движением воды вниз во избежание образования в этих участках паровых пробок. По высоте экономайзер делится на отдельные пакеты, между которыми имеются проемы. Такое разделение экономайзера на несколько частей облегчает его очистку от золы и проведение ремонтных работ. Кроме того, в проемах между пакетами происходит выравнивание газово-

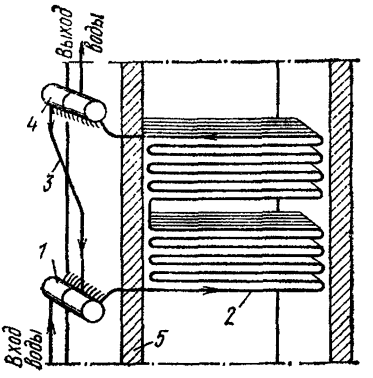


Рис. 5.5. Схема двухкратного прохождения воды через змеевики экономайзера котла среднего давления

1 — нижняя камера, разделенная перегородкой на две части; *2* — змеевик; *3* — наружная перепускная труба; *4* — верхняя камера; *5* — обмуровка

го потока, и разделенный на пакеты экономайзер более полно омывается дымовыми газами.

Скорость входа воды в змеевики экономайзера должна быть не менее 0,5 м/с при полной нагрузке котла. Если скорость воды очень мала, то вода распределяется по змеевикам неравномерно, вследствие чего в отдельных трубах могут возникнуть паровые пробки. Поэтому в котлах с широкими газоходами иногда устанавливают экономайзеры с двукратным движением воды по высоте газохода (рис. 5.5). В экономайзере, показанном на рис. 5.5, камеры расположены вне газохода, вследствие чего верхний и нижний концы каждого змеевика должны проходить сквозь обмуровку.

Чаще всего в экономайзере подогревается питательная вода, которая затем направляется в барабан котла. В этом случае экономайзер называется питательным. В отдельных случаях в экономайзере нагревается вода, используемая затем на теплофикацию, и они называются в этом случае теплофикационными. Обычно в современных котельных применяют индивидуальные экономайзеры, т. е. каждый котел оборудован собственным питательным экономайзером (рис. 5.6, *а*). В старых котельных с низким КПД вследствие высокой температуры уходящих газов устанавливали иногда групповые (см. рис. 5.6, *б*) теплофикационные экономайзеры. Их установка кроме положительного фактора повышения КПД котельной имеет целый ряд недостатков. Это прежде всего постоянное изменение уровня нагрева воды при остановке отдельных котлов или при резком колебании нагрузок, низкая температура стенок металла поверхностей нагре-

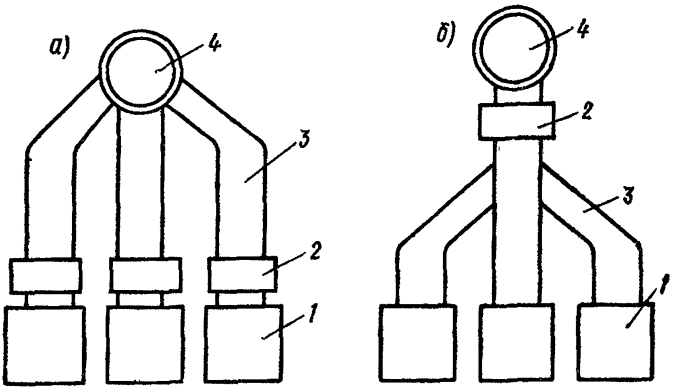


Рис. 5.6. Схема индивидуального *а* и группового *б* экономайзера
1 — котлы; *2* — экономайзер; *3* — газоходы; *4* — дымовая труба

ва, что вызывает усиленное загрязнение и низкотемпературную коррозию.

Все экономайзеры независимо от их назначения должны быть оборудованы контрольно-измерительными приборами, арматурой и предохранительными устройствами (рис. 5.7). На входе воды в экономайзер и выходе из него устанавливают задвижки *1*, предохранительные клапаны *2*, срабатывающие при повышении давления выше допустимого, манометры *3* для контроля за давлением в экономайзере, термометры *4* для контроля за температурой. В самой верхней точке экономайзера установлены вантуз *5* для удаления воздуха в период заполнения эконо-

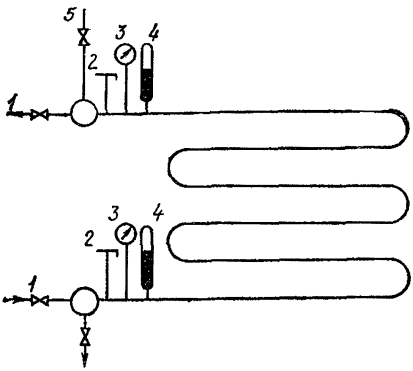


Рис. 5.7. Схема расположения контрольно-измерительных приборов на экономайзере
1 — задвижки; *2* — предохранительные клапаны, *3* — манометры; *4* — термометры; *5* — вантуз

майзера водой перед пуском котла и дренажная труба для удаления воды из экономайзера после остановки котла. Температура нагрева воды в экономайзере определяется величиной рабочего давления (чем давление выше, тем выше нагрев) и видом экономайзера (кипящий или некипящий). Для экономайзеров некипящего типа величина недогрева воды до температуры насыщения составляет не менее 70 °С.

5.3. ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ

По принципу работы воздухоподогреватели делятся на рекуперативные и регенеративные. В рекуперативных передача теплоты от потока продуктов сгорания к нагреваемому воздуху происходит непрерывно через разделяющие эти потоки металлические стенки поверхностей нагрева (труб или пластин). В *регенеративных* воздухоподогревателях теплоемкая металлическая набивка (пластины, шары и т. п.) попеременно то нагревается в потоке дымовых газов, то охлаждается в воздушном потоке, отдавая ему полученную аккумулированную теплоту. Рекуперативные воздухоподогреватели подразделяют по виду применяемого материала на чугунные, стальные и неметаллические, а по конструктивному оформлению — на пластинчатые и трубчатые. У *чугунных* воздухоподогревателей толщина теплопередающей поверхности обычно равна 6 мм, а у стальных 0,5—2,0 мм. Поверхность нагрева чугунного воздухоподогревателя состоит чаще всего из горизонтальных овальных чугунных труб. Продукты сгорания проходят между трубами, а воздух — внутри труб. Трубы снабжены наружными и внутренними ребрами, увеличивающими их поверхность нагрева. В последние годы чугунные воздухоподогреватели в котлостроении практически не применяются, так как они громоздки, имеют большую массу, обладают плохой технологичностью (невозможность сварки), хрупкостью. К их преимуществу относятся стойкость против коррозии и жаростойкость, позволяющие обеспечить нагрев воздуха до 450 °С.

По уровню нагрева воздуха все воздухоподогреватели делят на низкотемпературные (150—200 °С), среднетемпературные (200—350 °С), высокотемпературные (350—450 °С) и радиационные (450—700 °С). Одной из первых конструкций *стальных* воздухоподогревателей были *пластинчатые*, представляющие собой систему чередующихся вертикальных и го-

ризонтальных каналов из стальных листов толщиной 2—3 мм. По вертикальным каналам протекают газы, а по горизонтальным — воздух вниз или вверх в зависимости от расположения воздухоподогревателя. Ввиду значительной неравномерности температурного поля по всей поверхности отдельных листов происходят их коробление, разрыв сварных швов, уменьшение отверстий, что приводит к их забиванию летучей золой. Все эти недостатки привели к тому, что в настоящее время пластинчатые воздухоподогреватели практически не применяются.

Трубчатые воздухоподогреватели являются наиболее распространенными для котлов малой и средней мощности. Для их изготовления обычно применяют стальные трубы из Ст20 диаметром 51 × 1,5; 40 × 1,5 или 25 × 1,5 мм. При меньшем диаметре труб воздухоподогреватель имеет меньшие наружные размеры. Тонкостенные трубы нельзя вальцевать и их приваривают к трубным доскам. Трубчатый воздухоподогреватель состоит из пучка параллельных труб, расположенных в шахматном порядке и присоединенных к трубным доскам. Трубы вместе с верхней и нижней трубными досками составляют секцию, или «куб». Поверхность нагрева зависит от числа труб в кубе и их длины. Воздухоподогреватель может состоять из одного или нескольких кубов. Снаружи воздухоподогреватель имеет плотные стенки и воздухоперепускные короба (рис. 5.8). В вертикальном воздухоподогревателе газ движется внутри труб, а воздух — в межтрубном пространстве; в горизонтальном воздухоподогревателе — наоборот. Для создания поперечого обтекания труб

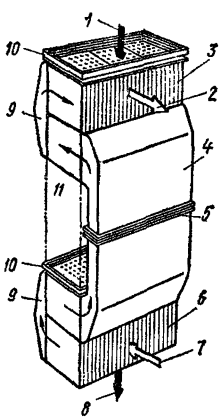


Рис. 5.8. Схема трубчатого двухъярусного воздухоподогревателя

1 — вход газов; *2* — выход газов; *3* — вход воздуха; *4* — выход воздуха; *5* — нижние секции (кубы) воздухоподогревателя; *6* — верхние секции; *7* и *8* — перепускные короба для воздуха; *9* — наружный компенсатор; *10* — место установки экономайзера; *11* — компенсатор на перепускном коробе

воздухом в вертикальном воздухоподогревателе устанавливают промежуточные трубные доски.

Трубы вставляют в отверстия трубных досок, а концы их приваривают. Промежуточные доски прикрепляют к отдельным трубам на хомутах. Такое крепление промежуточных досок не обеспечивает полной плотности, поэтому наблюдается частичный переток воздуха из одного хода в другой. Это снижает коэффициент использования, который составляет: в воздухоподогревателе без промежуточных досок 0,75—0,8, при одной промежуточной доске 0,7—0,75, при двух — 0,65—0,7. Толщину трубных досок рассчитывают из условия прочности. Доска тем толще, чем меньше промежуток между трубами; обычно его величина около 9 мм. В среднем толщина верхней и нижней досок находится в пределах 15—25 мм, а промежуточных — 5—10 мм. В собранном виде воздухоподогреватель представляет собой жесткую конструкцию.

В зависимости от количества нагреваемого воздуха, требуемой температуры и величины поверхности трубчатые воздухоподогреватели имеют различную компоновку. Нагрев воздуха до 200—250 °С можно достигать в одноходовом воздухоподогревателе, до 350—400 °С — в двухходовом или в двухъярусном многоходовом, выполняемом обычно в рассечку с водяным экономайзером (см. рис. 5.8). При нагревании трубы воздухоподогревателя удлиняются в большей мере, чем короба, а тем более колонны каркаса, поэтому крепления трубных досок к каркасу котла и коробам должны быть подвижными, чтобы компенсировать разницу в удлинении. Трубчатый воздухоподогреватель состоит из отдельных секций, которые иногда называют кубами (рис. 5.9). Каждый куб представляет собой законченную конструкцию со своими трубными досками, размеры которых являются кратными ширине газохода. Деление воздухоподогревателя на секции позволяет транспортировать их и упрощает монтаж. При сборке секции воздухоподогревателя устанавливают рядом, чтобы заполнить все сечение газохода. Во избежание перетока воздуха в газы через зазоры между трубными досками соседних секций ставят уплотнительные полосы (компенсаторы).

В зависимости от скорости воздуха и величины поверхности нагрева воздухоподогреватели выполняют одно- и многоходовыми (рис. 5.10). Число ходов и скорость воздуха связаны: при увеличении числа ходов увеличивается скорость воздуха. Применение

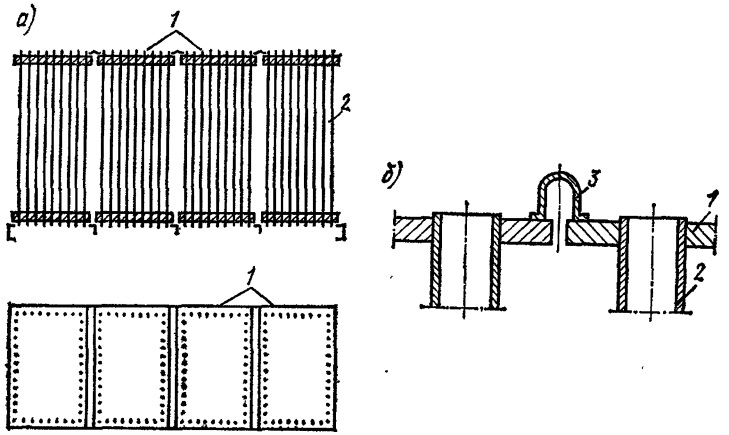


Рис. 5.9. Схема разделения воздухоподогревателя на секции
а — секции; *б* — деталь уплотнения; *1* — трубные доски; *2* — трубы; *3* — уплотнительный компенсатор

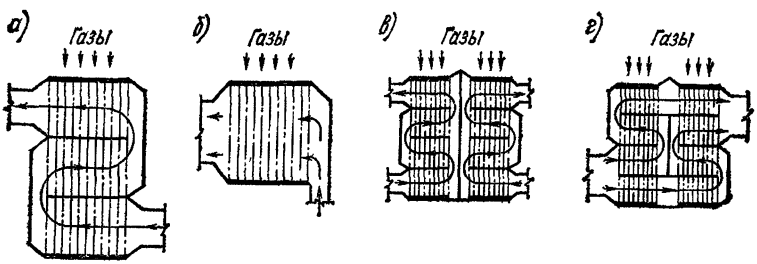


Рис. 5.10. Схема компоновки воздухоподогревателей
а — многоходовая однопоточная; *б* — одноходовая однопоточвая; *в* и *г* — многоходовые двухпоточные

труб малого диаметра привело к созданию конструкции так называемого малогабаритного воздухоподогревателя. Для сохранения прежнего значения скорости газов с уменьшением диаметра труб необходимо увеличить их число, которое определяется отношением живого сечения для прохода газов к сечению трубы:

$$n = 4f/(\pi d_{вн}^2),$$

где f — живое сечение всех труб воздухоподогревателя, определяемое из условия обеспечения заданной скорости газов, м^2.

При уменьшении диаметра труб коэффициент теплопередачи увеличивается пропорционально изменению диаметра в степени 0,2. Поэтому при снижении диаметра поверхность нагрева несколько уменьшается.

В последние годы иногда применяют так называемые *обращенные* воздухоподогреватели, в которых в отличие от обычных продукты сгорания проходят в межтрубном пространстве, а нагреваемый воздух — внутри труб (рис. 5.11). Преимущество обращенных трубчатых воздухоподогревателей состоит в том, что трубные доски вынесены из зоны обогрева и работают при более низких температурах. К недостаткам их можно отнести более высокую по сравнению с традиционными загрязненность золой. В ряде случаев при необходимости нагрева воздуха до более высоких температур (400 °С и выше) применяют различные нетрадиционные конструкции воздухоподогревателей: *змеевиковые* воздухоподогреватели — из плоских и спиральных змеевиков (см. рис. 5.11, *в* и *д*), преимущества которых состоят в высокой компактности при относительно большой длине труб и в удачном решении вопросов компенсации температурных удлинений, и *радиационные панельные* воздухоподогреватели, располагаемые в топке или другой зоне высоких температур.

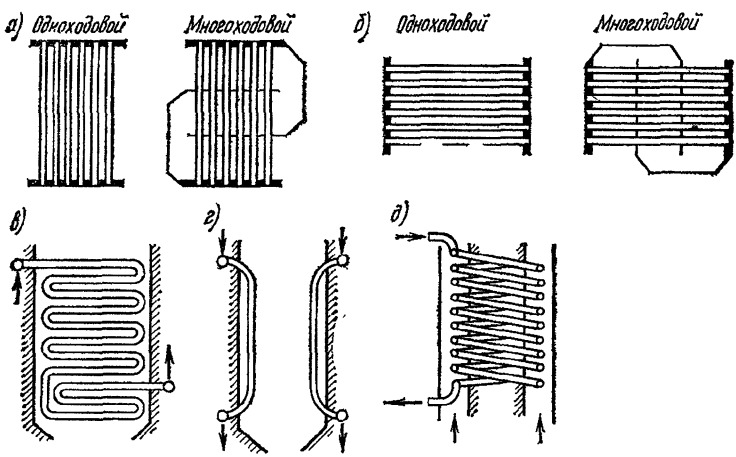


Рис. 5.11. Классификация конструкций трубчатых воздухоподогревателей
а — обычные трубчатые; *б* — обращенные трубчатые; *в* — змеевиковые; *г* — экранный; *д* — спиральный

В котлах большой производительности получили распространение *регенеративные* воздухоподогреватели. Регенеративный вращающийся воздухоподогреватель (РВП) состоит из цилиндрического ротора, вращающегося вокруг вертикальной оси, и из патрубков, через которые к ротору подводятся и отводятся дымовые газы и воздух (рис. 5.12). Находящиеся в роторе вертикальные стальные пластины попеременно то нагреваются проходящим потоком продуктов сгорания, то, попадая в воздушный поток, отдают воздуху полученную от газов теплоту и охлаждаются. Основными преимуществами таких воздухоподогревателей являются их сравнительно малые масса и наружные размеры; главными недостатками — повышенная стоимость изготовления и проблема их уплотнения, вследствие чего в продукты сгорания попадает воздух.

Ротор регенеративного вращающегося воздухоподогревателя состоит из большого числа пластин, скрепленных рамкой. Пластины имеют различную форму, обеспечивающую наличие между ними щелей для прохождения продуктов сгорания и воздуха. В показанной на рис. 5.12 конструкции воздухоподогревателя электродвигатель установлен сбоку от ротора. Ротор регенеративного воздухоподогревателя имеет частоту вращения 2—5 мин$^{-1}$, так что набивка попеременно находится то в газовом, то в воздушном потоке; движение газа и воздуха противоточное. Вращающийся ротор закрыт плотным неподвижным кожухом, к верхней и нижней частям которого присоединены воздушный и газовый короба. Сечение для прохода воздуха обычно меньше, чем для прохода газов, и составляет 30—40 % общего сечения ротора. Газовая и воздушная сторона разделены секторной плитой, которая является элементом уплотнения (рис. 5.13), препятствующим перетоку воздуха в газовый тракт.

Поверхность нагрева состоит из специальных пакетов, расположенных по высоте в 2—3 ряда. Каждый пакет установлен в соответствующие ячейки ротора. Такое устройство воздухоподогревателя позволяет легко заменять изношенные элементы. В качестве набивки применяют волнистые листы с толщиной 0,5—1,25 мм (рис. 5.14). Конфигурация листов должна обеспечить определенное расстояние между ними для прохода газа и воздуха и хороший коэффициент теплоотдачи.

Регенеративные воздухоподогреватели имеют ряд преимуществ: малые габариты и массу, меньшую опасность газовой

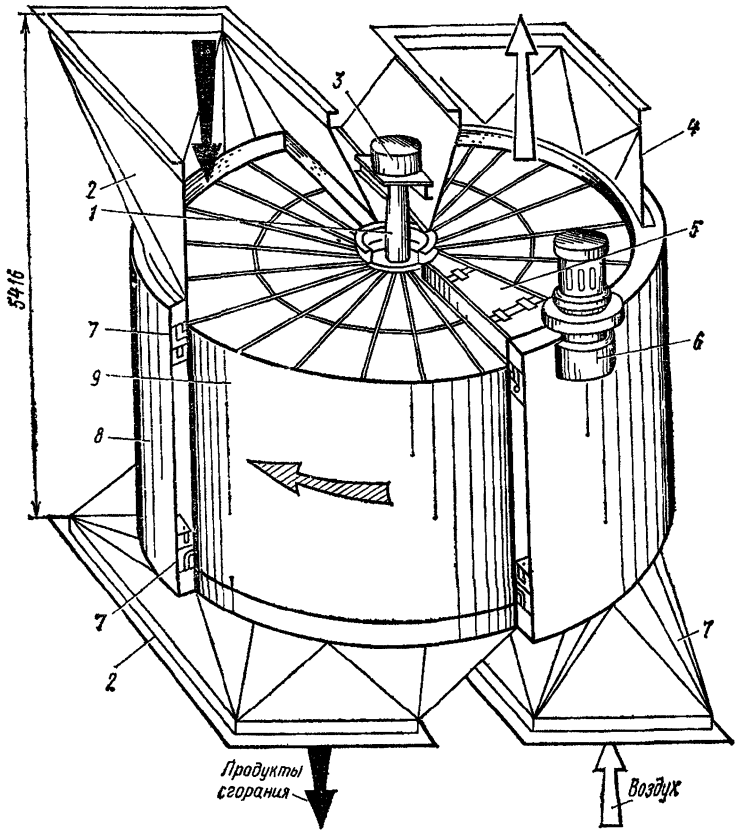


Рис. 5.12. Регенеративный вращающийся воздухоподогреватель
1 — вал ротора; *2* — газовые патрубки; *3* — верхний подшипник; *4* — патрубки для воздуха; *5* — радиальное уплотнение ротора, препятствующее перетеканию воздуха в газовый поток; *6* — электродвигатель с редуктором; *7* — наружное уплотнение ротора; *8* — наружный кожух; *9* — ротор

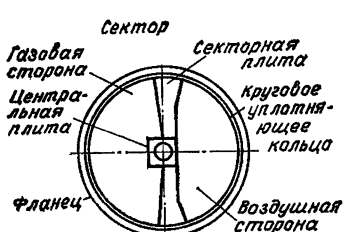


Рис. 5.13. Расположение секторных плит воздухоподогревателя

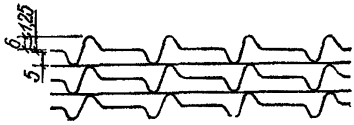


Рис. 5.14. Форма набивки регенеративного подогревателя

коррозии. Последнее объясняется тем, что температура набивки в регенеративных подогревателях мало отличается от средней величины температур газа и воздуха даже при загрязнении летучей золой теплопередающих листов. Главное же то, что в этих подогревателях допускается большой износ листов, так как возникающие сквозные отверстия в набивке не являются очагом перетока воздуха. Поэтому набивку меняют лишь при износе, равном 20 % ее массы. По сравнению с трубчатыми эти воздухоподогреватели дают несколько больший присос воздуха в продукты сгорания.

Широкое применение РВП получили благодаря ряду их преимуществ по сравнению с трубчатыми: 1) меньшим затратам металла; 2) возможности использования неметаллической антикоррозийной поверхности нагрева без ухудшения теплообмена; 3) меньшим габаритам по высоте; 4) простота организации обдувки и промывки поверхности нагрева от золовых отложений. В качестве поверхности нагрева (набивки) используют керамические блоки, эмалированные листы стали, стеклянные и керамические шарики и т. п. Однако вследствие ряда эксплуатационных недостатков эти набивки пока еще не получили широкого распространения. Наряду с достоинствами РВП имеют существенные конструктивные и эксплуатационные недостатки: 1) наличие вращающихся элементов; 2) наличие системы водяного охлаждения ротора и подшипников; 3) сложность уплотнений и повышенные перетоки воздуха в газовый поток (от 10 до 20 %).

5.4. КОМПОНОВКА НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА КОТЛА

Применяют две основные схемы взаимного расположения экономайзера и воздухоподогревателя: 1) последовательное размещение, когда первым по ходу продуктов сгорания находится экономайзер, а за ним — воздухоподогреватель; 2) двухступенчатое расположение, при котором продукты сгорания сначала проходят через верхнюю часть воздухоподогревателя, а затем через их нижние части. Двухступенчатое размещение хвостовых поверхностей нагрева несколько усложняет конструкцию кот-

ла. Появляются длинные перепускные короба для воздуха. При двухступенчатой схеме воздухоподогреватель и экономайзер разбиваются на две ступени. Последней по ходу газов поверхностью нагрева по-прежнему остается воздухоподогреватель.

Изменение температуры газов и рабочего тела вдоль низкотемпературных поверхностей нагрева показано на рис. 5.15. По мере нагревания воздуха его температура приближается к температуре газов: для воды наблюдается обратная картина. Как видно из рис. 5.15, минимальная разность температур между греющим и нагреваемым телом наблюдается на «горячем» конце воздушного подогревателя $\Delta t_м^{вп}$ и «холодном» конце экономайзера $\Delta t_м^{эк}$. Такой ход температурных кривых непосредственно следует из уравнений теплового баланса. В частности, для первой ступени воздухоподогревателя уравнение теплового баланса имеет следующий вид:

$$(t_{г\,в} - t_{х\,в})\,\omega_в = (\vartheta_г - \vartheta_{ух})\,\omega_г, \qquad (5.1)$$

где $t_{х\,в}$; $t_{г\,в}$ — температура воздуха на входе и выходе из воздухоподогревателя, °С; $\vartheta_г$, $\vartheta_{ух}$ — температура на входе и выходе из первой ступени воздухоподогревателя, °С; $\omega_в$, $\omega_г$ — водяные эквиваленты объемов воздуха и газов, отнесенные к кг топлива, кДж/(кг · град).

Значения водяных эквивалентов воздуха и газов соответственно равны:

для воздуха

$$\omega_в = (\alpha_т - \Delta\alpha_т - \Delta\alpha_{пл\,у})\,V_в^0\,c_в; \qquad (5.2)$$

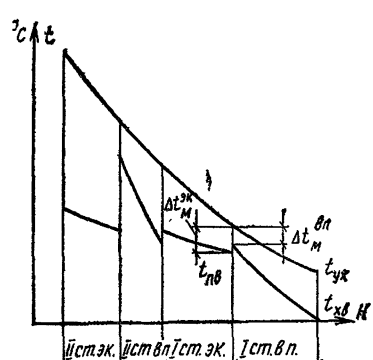


Рис. 5.15. Изменение температуры газа и рабочего тела вдоль низкотемпературных поверхностей нагрева

для газа

$$\omega_г = V_{RO_2} c_{RO_2} + V_{N_2} c_{N_2} + (\alpha_{ух} - 1) V_в^0 c_в + V_{H_2O} c_{H_2O}. \qquad (5.3)$$

Объем газов больше объема воздуха за счет присутствия в нем водяных паров, полученных из влаги топлива и при сгорании водорода, и присоса воздуха в топку и газоходы котла. Наряду с этим теплоемкость газов больше, чем воздуха. Поэтому, как это видно из уравнений (5.2) и (5.3), водяной эквивалент у газов всегда больше, чем у воздуха. Из уравнения (5.1) следует, что при $\omega_в < \omega_г$, т. е. приращение температуры воздуха больше, чем соответствующее снижение температуры газов. Водяной эквивалент у воды, отнесенный к 1 кг топлива и равный

$$\omega_{вод} = (D/B)\, c_р\ [кДж/(кг \cdot град)],$$

больше водяного эквивалента у газов, поэтому температурные кривые в области экономайзера расходятся (см. рис. 5.15).

Если в уравнении (5.1) температуру газов перед первой ступенью воздухоподогревателя и температуру горячего воздуха выразить через $\Delta t_м^{вп}$ и $\Delta t_м^{эк}$, то получим:

$$\left.\begin{aligned} \vartheta_г &= t_{пв} + \Delta t_м^{эк}; \\ t_{гв} &= \vartheta_г - \Delta t_м^{вп}, \end{aligned}\right\} \qquad (5.4)$$

Далее на основании уравнений (5.1) и (5.4) имеем:

$$\vartheta_{ух} = (t_{пв} + \Delta t_м^{эк})[1 - (\omega_в/\omega_г)] + (t_{хв} + \Delta t_м^{вп})\, \omega_в/\omega_г. \qquad (5.5)$$

Как видно из уравнения (5.5), температуру уходящих газов можно снизить путем уменьшения величин $t_{пв}$, $t_{хв}$, $\Delta t_м^{эк}$ и $\Delta t_м^{вп}$ и сближения водяных эквивалентов воздуха и газов. Ниже дана оценка влияния отдельных факторов на температуру уходящих газов.

Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель всегда бывает заданной. Обычно она равна температуре воздуха в котельной, откуда он поступает в вентилятор. Для предотвращения коррозионных повреждений воздух предварительно подогревается паром. Температуру подогрева выбирают исходя из условий надежности. Сблизить значения водяных эквивалентов газа и воздуха при постоянной влажности топлива можно лишь

за счет снижения присосов воздуха в котле, для чего принимают необходимые меры при их конструировании и эксплуатации. Однако в котлах с разрежением в топке и газоходах не удается полностью устранить присосы. Только в котлах с наддувом присосы можно практически свести к нулю. Таким образом, температура холодного воздуха и величина присосов (при хорошей плотности газоходов) всегда находятся на минимальном уровне, и дальнейшее их снижение с целью уменьшения температуры уходящих газов практически невозможно.

Другие величины, входящие в уравнение (5.5), а именно: температура уходящих газов и питательной воды, перепады температур на выходе из воздухоподогревателя и входе в экономайзер — подлежат выбору на основании технико-экономических расчетов.

Двухступенчатая компоновка хвостовых поверхностей нагрева появилась в связи с невозможностью получить высокий подогрев воздуха в одной ступени воздухоподогревателя. Это объясняется сближением температурных кривых газа и воздуха по мере его нагревания. Максимальная величина подогрева воздуха в одноступенчатом воздухоподогревателе может быть получена из уравнений (5.1) и (5.4):

$$t_{гв} = (\vartheta_{ух} - \Delta t_{м}^{вп})(1 - \omega_{в}/\omega_{г})^{-1} - t_{хв}[(\omega_{в}/\omega_{г})/(1 - \omega_{в}/\omega_{г})]. \quad (5.6)$$

Как видно из уравнения (5.6), максимально возможный подогрев воздуха является линейной функцией температур уходящих газов, холодного воздуха и температурного напора на горячем конце воздухоподогревателя. По мере снижения температуры уходящих газов и роста температуры на входе в воздухоподогреватель, а также с уменьшением отношения водяных эквивалентов воздуха и газа достижимая температура подогрева воздуха падает. При проектировании низкотемпературных поверхностей нагрева задача заключается в распределении тепловосприятия по ступеням экономайзера и воздухоподогревателя.

Температура воздуха на выходе из первой ступени определяет соотношение температурных перепадов на горячем конце воздухоподогревателя и в начальной части экономайзера, а следовательно, и стоимость указанных поверхностей нагрева. Например, чем больше подогрет воздух в первой ступени, тем выше будет температура газа перед ней, а следовательно, тем

меньше будет температурный напор в воздухоподогревателе и больше в экономайзере. В этом случае стоимость воздухоподогревателя увеличивается, а экономайзера снижается. Надо найти такое отношение температурных перепадов, которое отвечает минимальной стоимости этих поверхностей нагрева.

Экономайзер по сравнению с воздухоподогревателем выполняют из труб с большей толщиной стенки. Стоимость материала, изготовления и монтажа, отнесенная к единице поверхности нагрева ($P_{эк}$, руб/м^2), у экономайзера выше, чем у воздушного подогревателя ($P_{вп}$, руб/м^2). Наивыгоднейшее отношение температурных напоров экономайзера и воздухоподогревателя отвечает одинаковой стоимости приращения поверхности нагрева, отнесенной к одной и той же величине тепловосприятия [С, руб/(кДж · ч)]. Следовательно, это условие отвечает равенству $C_{эк} = C_{вп}$, или

$$P_{эк}H_{эк}/\Delta Q = P_{эк}/(K_{эк}\,\Delta t_{м}^{эк}) = P_{вп}/(K_{вп}\,\Delta t_{м}^{вп}),$$

где $H_{эк}$ — поверхность нагрева экономайзера, мг; ΔQ — приращение тепловосприятия экономайзера, кДж/ч; $K_{эк}$, $K_{вп}$ — коэффициенты соответственно теплопередачи в экономайзере и воздухоподогревателе.

После преобразования получим:

$$\Delta t_{м}^{эк} / \Delta t_{м}^{вп} = P_{эк}K_{вп}/(P_{вп}/K_{эк}).$$

Оптимальная температура горячего воздуха за первой ступенью воздухоподогревателя может быть получена из уравнений (5.1) и (5.4):

$$\Delta t_{гв} = t_{пв} + \Delta t_{м}^{эк} - \Delta t_{м}^{вп}.$$

Если в это уравнение подставить значения минимальных температурных перепадов, полученных выше, то будем иметь:

$$t_{гв} = t_{пв} + (10 - 15),\ °C.$$

Этой рекомендацией часто пользуются при разбивке теплоперепада между ступенями воздухоподогревателя.

Глава 6. ПРОЦЕССЫ, ПРОИСХОДЯЩИЕ В ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯХ И КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ НАГРЕВА

6.1. ПРОЦЕССЫ, ПРОИСХОДЯЩИЕ В ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯХ

Пароперегреватель является наиболее ответственным элементом котла, металл которого работает обычно при наиболее высоких температурах. Кроме того, это один из основных теплоиспользующих элементов, значение которого возрастает с повышением параметров пара. В котельных агрегатах, работающих при давлении 1,3—1,5 МПа с перегревом пара до 350 °С, отношение количества теплоты, затрачиваемой на перегрев пара $\Delta h_{пп}$, к теплоте испарения r составляет 0,20, а отношение пароперегревательной поверхности к испарительной — 0,3. При использовании пара давлением 9—14 МПа с температурой 500—550 °С отношение величины $\Delta h_{пп}/r$ возрастает до 0,5—0,75, а отношение поверхностей пароперегревателя к испарительным — до 0,7—1,3. Трубные змеевики пароперегревателей работают в наиболее тяжелых температурных условиях, что в основном определяется расположением их в зоне высоких температур продуктов сгорания и низким коэффициентом теплоотдачи пару. Для изготовления пароперегревателей требуется легированная высококачественная сталь, которая вследствие высоких температур работает на пределе своих прочностных возможностей. Для повышения степени перегрева пара увеличивают поверхность пароперегревателя, повышают требования к качеству используемого металла, в связи с чем возрастает стоимость котла.

Пароперегреватель представляет собой систему параллельно включенных (по пару) змеевиков из труб малого диаметра (30—40 мм), омываемых с наружной стороны продуктами сгорания топлива. По условиям внешнего тепловосприятия различают: конвективные, радиационные и конвективно-радиационные пароперегреватели. Последние в настоящее время имеют основное применение, причем в связи с повышением параметров пара наблюдается систематическое повышение температурной зоны их включения. Так, если ранее начальная температура газов перед пароперегревателем допускалась не выше 750—800 °С,

то сейчас она составляет 950—1000 °С и пароперегреватель вплотную приближен к топке. В этих условиях радиационная составляющая общего коэффициента внешней теплоотдачи повышается до 35—40 %, а удельная тепловая нагрузка пароперегревательных змеевиков доходит до 100—200 тыс. кДж/(м^2 · ч). В некоторых случаях современные пароперегреватели частично перемещаются в топку в виде ширмовых радиационных секций.

При рассмотрении температурных условий работы пароперегревательных труб необходимо принять во внимание вышесказанное, используя для этого известное выражение

$$t_{ст} = t_{р\,т} + \beta\mu q(1/\alpha_п + \delta_в/\lambda_в + \delta_м/\lambda_м),$$

которым будут определяться многие расчетно-конструктивные параметры рационально выполненного пароперегревателя. Скорость пара в змеевиках является важным параметром, необходимым для их охлаждения, доведения до минимума разности температур стенки трубы и рабочего вещества. Скорость пара в змеевиках связана с коэффициентом внутренней теплоотдачи согласно известному критериальному уравнению

$$Nu = cRe^{0,8}Pr^{0,43},$$

откуда можно получить

$$\alpha_{пп} = A(w_п\gamma_п)^{0,8}/\,d_в^{0,2},$$

где $\alpha_{пп}$ — коэффициент теплоотдачи, кДж/(м^2 · ч · град); A — числовой коэффициент, учитывающий все прочие параметры работы пароперегревателя; $w_п\gamma_п$ — массовая скорость пара, кг/(м^2 · с); $d_в$ — внутренний диаметр змеевика, м.

Из приводимой зависимости видно, что коэффициент теплоотдачи $\alpha_{пп}$ зависит от массовой скорости $w_п\gamma_п$. С повышением скорости пара в змеевиках увеличивается их сопротивление. Однако это легко компенсируется некоторым повышением давления в барабане и испарительных трубах котла. Для обеспечения при указанных выше тепловых нагрузках разности температур $\Delta t = t_{ст} - t_п$ до желательного значения (15—20 °С) необходимо принимать следующие значения массовой скорости перегреваемого пара: для радиационных пароперегревателей $w\gamma$ = 1200 кг/(м^2 · с); для ширмовых пароперегревателей $w\gamma$ = 700—800 кг/(м^2 · с); для конвективных пароперегревате-

лей $w\gamma = 400—600$ кг/(м$^2 \cdot$ с). При нарушении этих условий будет повышаться температура стенки трубы пароперегревателя, что может вызвать ее перегрев до опасного для ее прочности предела. Кроме того, повышенные скорости пара, перегретого в змеевиках, исключают возможность разрушения труб за счет окалинообразования (коррозии) с внешней и особенно с внутренней поверхности.

Однако надежная работа пароперегревателя не обеспечивается только правильным выбором массовой скорости. Необходимо при разработке конструкции избегать конструктивной нетождественности элементов пароперегревателя, а также неравномерности распределения пара по отдельным змеевикам (гидравлическая неравномерность) и равномерности обогрева отдельных змеевиков (тепловая неравномерность). Необходимо также учитывать влияние изменения давления пара по длине коллекторов на его распределение по отдельным змеевикам. Для надежной работы пароперегревателя и его оптимальной стоимости необходимо помимо обеспечения достаточной скорости и равномерного распределения пара по змеевикам создать наиболее рациональную схему включения змеевиков по ходу продуктов сгорания. Выбор схемы пароперегревателя, его конструкция и компоновка зависят от параметров пара, способа сжигания и свойств топлива, условий регулирования и эксплуатации, профиля и назначения котельного агрегата.

Сложные и часто противоречивые требования к пароперегревателю привели к созданию разнообразных конструкций. По взаимному направлению потоков газа и пара пароперегреватели подразделяют на параллельноточные, противоточные и со смешанным током (рис. 6.1). Наибольшая поверхность нагрева при прочих равных условиях получается при *параллельном* токе, наименьшая — при *противотоке*. Однако в противоточном пароперегревателе выходная часть змеевиков имеет наиболее высокие тепловые нагрузки. В результате этого температура стенки может быть очень высокой, что потребует применения более дорогих высоколегированных сталей, чем в случае применения параллельноточной схемы. Поэтому, когда использование противотока приводит к значительному удорожанию поверхности нагрева, используют схемы с *двойным противотоком* или смешанным током. *Параллельный* ток продуктов сгорания и пара во всем пароперегревателе в последние годы практиче-

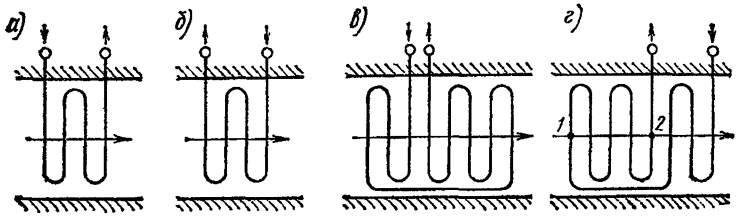


Рис. 6.1. Схема движения пара и дымовых газов в пароперегревателях
а — параллельный ток; *б* — противоток; *в, г* — смешанный ток

ски не применяется, так как в этом случае кроме значительного увеличения поверхности имеется реальная опасность перегрева и пережога змеевиков со стороны входа насыщенного пара. Последнее вызывается тем, что в начальной части змеевиков происходят испарение вынесенных паром частиц котловой воды и выпадение в виде накипи содержащихся в ней солей. Возникающее при этом внутреннее тепловое сопротивление в сочетании с *большой удельной тепловой нарузкой q* приводит к весьма значительному повышению температуры металла. Следовательно, перегреватель такого типа лишается основного преимущества — наиболее низкой температуры металла в области большой удельной тепловой нагрузки. Этим объясняется наиболее частое применение *смешанной* схемы включения пароперегревателя (см. рис 6.1, *г*).

При смешанной схеме большая по размерам и первая по ходу пара часть перегревателя выполняется противоточной, а завершение перегрева пара происходит во второй его части с параллельным током газа и пара. Такая схема позволяет получить более умеренную температуру пара в области наибольшей удельной тепловой нагрузки в начале газохода, определяемой высокой температурой газов и лучеиспусканием газового объема топки с большой толщиной излучающего слоя. Перегрев пара завершается при меньшей удельной тепловой нагрузке и сниженной температуре газов, а начальная осушка пара переносится в конец газового тракта перегревателя, где некоторое накапливание солей не представляет опасности для пароперегревателя. Соотношение противоточной и параллельноточной частей перегревателя выбирают из условия выравнивания температуры металла в точках *1* и *2* (см. рис. 6.1, *г*) или выполнения противоточной части из простой углеродистой стали; при

этом промежуточная температура пара должна быть не выше 400—425 °С. Конструктивное оформление смешанных схем пароперегревателя осложняется применением промежуточных коллекторов, необходимых для уменьшения числа змеевиков в параллельноточной части и повышения скорости пара и отвода теплоты от стенки труб, работающих с высокой тепловой нагрузкой. Другим назначением промежуточных коллекторов является перемешивание пара, благодаря чему удается выровнять температуру пара в змеевиках.

В современных котельных агрегатах применяют пароперегреватели конвективные и комбинированные (горизонтальные и вертикальные). *Конвективный* пароперегреватель размещают в газоходе котельного агрегата обычно сразу же за топкой, отделяя его от топки двумя-тремя рядами кипятильных труб в вертикально-водотрубных котлах или небольшим фестоном, образованным трубами заднего экрана, в котельных агрегатах экранного типа. *Комбинированный* пароперегреватель состоит из конвективной части, размещаемой там же, где и конвективный пароперегреватель, а также радиационной и полурадиационной частей, размещаемых в топке. Конвективный пароперегреватель устанавливают в котлах низкого и среднего давления, а в некоторых случаях — высокого давления, когда температура пара не превышает 440—510 °С. В котлах высокого давления при необходимости очень высокого перегрева пара устанавливают пароперегреватели комбинированного типа.

Конвективный пароперегреватель (рис. 6.2, *а*) для котлов ДКВР, КЕ и ДЕ, рассчитанный на давление 1,4 и 2,3 МПа, выполняют одноходовым, а на давление 4,0 МПа — двухходовым. Входные концы труб пароперегревателя развальцовывают в верхнем барабане *3* котла, выходные — приваривают к камере перегретого пара *2*. Конвективный пароперегреватель котельных агрегатов экранного типа с естественной циркуляцией (см. рис. 6.2, *б*) обычно выполняют из двух последовательно расположенных групп змеевиков. Насыщенный пар из барабана *4* котла поступает в камеру *5*, из которой он проходит в систему змеевиков *9*, второй по ходу газов ступени пароперегревателя. На этой ступени пар движется навстречу потоку продуктов сгорания. Пройдя вторую ступень пароперегревателя, частично перегретый пар поступает в ее выходную камеру *8*, служащую промежуточной камерой, где происходят перемешивание пара,

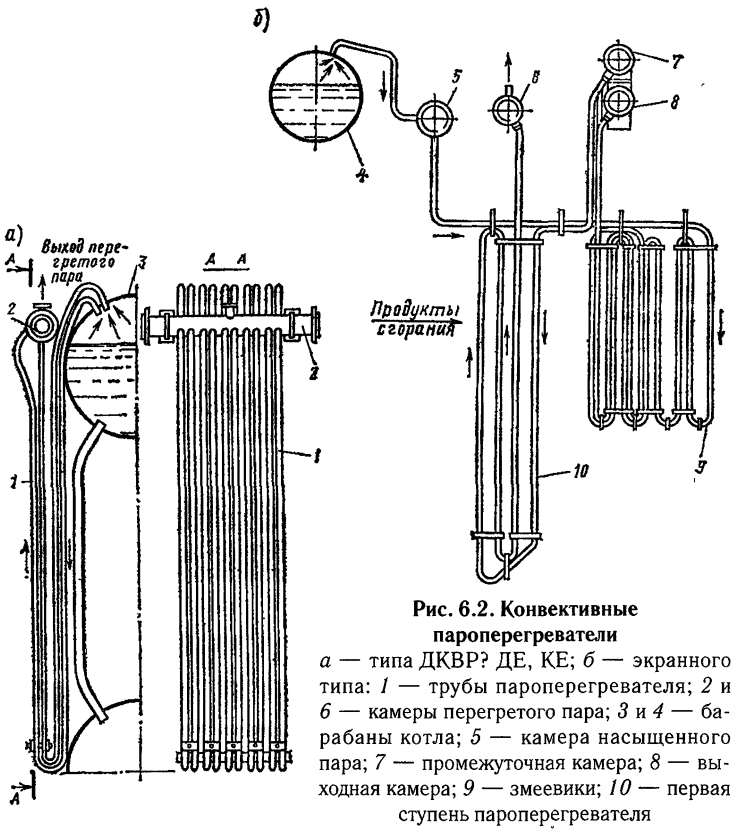


Рис. 6.2. Конвективные пароперегреватели

а — типа ДКВР? ДЕ, КЕ; *б* — экранного типа: *1* — трубы пароперегревателя; *2* и *6* — камеры перегретого пара; *3* и *4* — барабаны котла; *5* — камера насыщенного пара; *7* — промежуточная камера; *8* — выходная камера; *9* — змеевики; *10* — первая ступень пароперегревателя

поступающего из различных змеевиков, и выравнивание его температуры. Отсюда пар через систему перепускных труб переходит во вторую промежуточную камеру *7*, являющуюся входной камерой в первую по ходу газов ступень пароперегревателя *10*, пройдя которую, пар направляется в камеру перегретого пара *6* и затем — в главный паропровод.

Комбинированный пароперегреватель современного котла высокого давления (рис. 6.3) обычно состоит из конвективной, радиационной и полурадиационной частей. Пар из барабана *1* поступает в радиационную часть *5*, размещенную на потолке топочной камеры, затем в полурадиационную (ширмовую) часть *4*, расположенную на выходе из топки, и далее по потолочным трубам — в змеевики конвективного пароперегревателя *3*. Пройдя

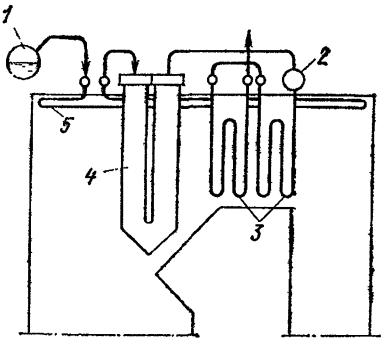


Рис. 6.3. Комбинированный пароперегреватель котла высокого давления
1 — барабан котла; *2* — пароохладитель; *3* — змеевики конвективного пароперегревателя; *4* — ширмовый пароперегреватель; *5* — потолочный пароперегреватель

эту ступень, пар через пароохладитель *2* и вторую конвективную ступень выходит в сборный коллектор и затем направляется в паропровод. Радиационная часть пароперегревателя характерна тем, что основное количество теплоты от продуктов сгорания она воспринимает за счет излучения от факела. Ее размещают не только на потолке, но часто на стенах топки, аналогично расположению экранных труб. Полурадиационные ширмовые пароперегреватели *3* выполняют в виде отдельных плоских ширм из параллельно включенных труб. Ширмовый пароперегреватель воспринимает тепло как конвекцией от продуктов сгорания, омывающих трубы, так и излучением слоя этих газов, проходящих между ширмами. Пароперегреватель оборудован предохранительным клапаном диаметром не менее 25 мм, устанавливаемым со стороны перегретого пара, запорным вентилем для отключения перегревателя от паровой магистрали; прибором для измерения температуры перегретого пара, устанавливаемым на выходе пара из перегревателя. Предохранительный клапан служит для защиты от перегрева и пережога перегревательных змеевиков в моменты резкого снижения нагрузки котла, когда повышается давление пара и открываются основные предохранительные клапаны на котельном барабане. При этом пропуск пара через перегреватель прекращается или резко снижается, а высокая температура в его газоходе еще сохраняется, в связи с чем и возникает необходимость защиты от пережога змеевиков пароперегревателя. Эту защиту и выполняет устанавливаемый на выходном коллекторе отдельный дополнительный предохранительный клапан, открывающийся с некоторым опережением (на 0,1—0,3 МПа) открытия основных предохранительных клапанов котла.

При наличии регулятора температуры перегретого пара приборы для измерения температуры устанавливают перед регулятором и за ним, предусматривают также продувочные вентили на коллекторах для продувки перегревателя паром, образующимся в котле во время растопки. Изменение температуры перегретого пара в процессе эксплуатации котла при его переменных нагрузках, а также вследствие колебаний качества топлива и условий его сжигания требует постоянного ее регулирования. Задачей регулирования является обеспечение нормальной температуры пара, подаваемого потребителю. Температуру пара регулируют изменением тепловосприятия отдельных поверхностей (газовое регулирование) или понижением теплосодержания пара на участке пароперегревателя (паровое регулирование).

При паровом регулировании применяют пароохладители поверхностного (теплообменники) и впрыскивающего типов. Пароохладители устанавливают на входе, выходе или в промежуточном сечении пароперегревателя. При установке пароохладителя в выходном сечении пароперегревателя температура пара поддерживается на заданном уровне только за пароохладителем, а перед ним она может сильно повыситься, что неблагоприятно сказывается на надежности работы пароперегревателя (рис. 6.4, *в*). При установке пароохладителя на входе и в рассечку температура пара регулируется на всем тракте за пароохладителем (см. рис. 6.4, *а, б*). Кроме того, действие пароохладителя в этом случае быстрее сказывается на изменении температуры пара, что снижает инерционность регулирования.

Поверхностный пароохладитель с охлаждением пара питательной водой (пароводяной) представляет собой трубчатый теплообменник (рис. 6.5). Охлаждающая вода движется по трубам, а

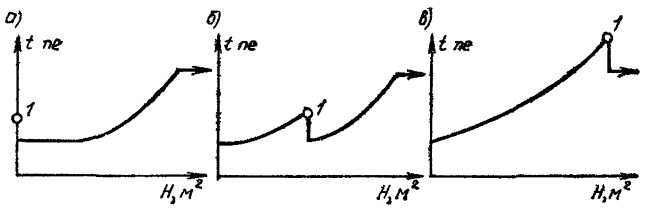


Рис. 6.4. Изменение температуры перегрева пара в зависимости от места установки пароохладителя

а — на входе; *б* — в рассечку; *в* — на выходе;
1 — место установки пароохладителя

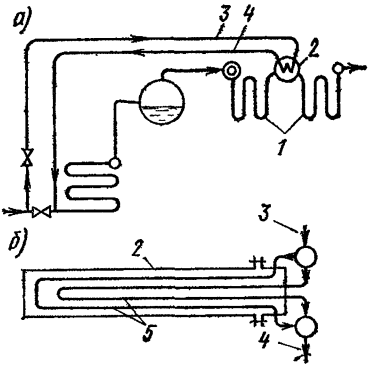


Рис. 6.5. Схема включения и конструкция поверхностного пароохладителя

а — включение пароохладителя; *б* — пароохладитель; *1* — пароперегреватель; *2* — пароохладитель; *3* и *4* — подвод и отвод охлаждающей воды; *5* — змеевики пароохладителя

весь пар проходит в межтрубном пространстве. Пароохладители подобного типа одновременно являются коллекторами пароперегревателей. Степень охлаждения пара зависит от расхода воды на пароохладитель. При этом изменяется температурный перепад и — в меньшей степени — коэффициент теплопередачи. Расход воды в пароохладителе изменяется с помощью клапана. Пароохладители поверхностного типа обычно могут снижать температуру пара на 40—50 °С При этом через пароохладитель проходит до 40—60 % расхода питательной воды. Нагретая вода в пароохладителе повышает температуру питательной воды на 20—25 °С, что повышает температуру газов, покидающих экономайзер, и в меньшей степени температуру уходящих газов. Для уменьшения потери с уходящими газами иногда обратную линию от пароохладителя присоединяют к промежуточному коллектору экономайзера.

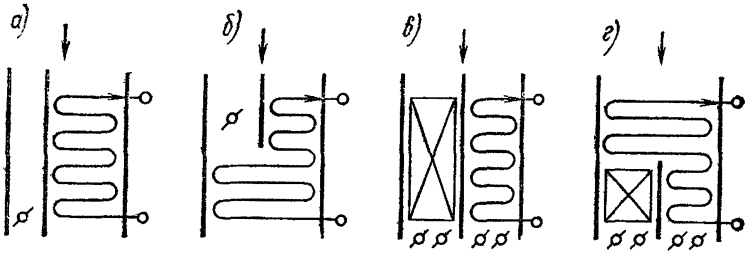
Во впрыскивающем пароохладителе охлаждающая вода вводится в трубопровод пароперегревателя через сопла. Мелкораздробленные капли воды, смешиваясь с перегретым паром, нагреваются и испаряются, что приводит к охлаждению пара. От трубопровода питательной воды (до регулирующего клапана) ответвляется линия впрыска с регулирующим вентилем. В месте ввода впрыска в трубопровод расположена распыливающая гильза. Для предохранения металла трубопровода от резкого охлаждения на длине 3—4 м коаксиально установлена тонкая сварная труба, отделенная от основной трубы паровой прослойкой. От места ввода впрыска до коллектора трубопровод имеет длину 5—8 м, что обеспечивает необходимое время для полного испарения капелек влаги.

При работе впрыскивающего пароохладителя пар частично образуется в пароперегревателе, тем самым пароперегреватель в некоторой мере становится испарительной поверхностью нагрева. Таким образом, расход пара из котла слагается из количества пара, полученного в испарительных трубах (90—95 %) и в пароперегревателе (10—15 %). Вода впрыска смешивается с паром, и, если содержание примесей в ней велико, это приводит к заметному загрязнению пара. Поэтому содержание примесей во впрыскиваемой воде не должно существенно превышать содержание примесей в паре. Впрыскивающие пароохладители применяются для регулирования первичного пара в котлах всех типов. Особенно широко они используются в прямоточных котлах.

Температуру пара регулируют изменением соотношения тепловосприятия пароперегревательных и испарительных поверхностей со стороны продуктов сгорания. Существуют следующие способы регулирования: 1) изменением температуры газа на выходе из топки поярусным переключением горелок; 2) рециркуляцией газа из конвективных газоходов в топку; 3) изменением расхода продуктов сгорания, проходящих через конвективный пароперегреватель.

При *рециркуляции* часть газов из конвективного газохода специальным вентилятором подается в нижнюю часть топки, в результате чего снижается температура горения; тем самым уменьшается тепловосприятие радиационной поверхности. Вместе с тем тепловосприятие конвективной поверхности увеличивается за счет некоторого увеличения как температуры газа, так и его скорости. В котле с конвективным перегревателем рециркуляцию газа используют при работе на малых нагрузках как способ повышения температуры пара. При номинальной нагрузке рециркуляцию газа прекращают. Этот способ регулирования не требует дополнительной поверхности нагрева пароперегревателя и увеличения мощности дымососа, так как при максимальной нагрузке рециркуляция выключается.

Регулирование температуры пара *изменением расхода* продукта сгорания через конвективную часть пароперегревателя может быть выполнено по двум основным схемам (рис. 6.6). В первой схеме пароперегревательную поверхность нагрева шунтирует свободный газоход (см. рис. 6.6, *а, б*). Величиной перепуска газа регулируется тепловосприятие пароперегревателя. При этом регулирующая заслонка находится в области высоких



Ряс. 6.6. Схемы газового регулирования перегрева пара
а — со свободным газоходом; *б* — с частично свободным газоходом; *в* и *г* — с заполненным газоходом

газовых температур, что требует выполнения ее в виде охлаждаемой конструкции. Эта схема применяется редко. Во второй схеме (см. рис. 6.6, *в, г*) газоход котла разделен на две части: в одной размещается пароперегреватель, в другой — какая-либо иная конвективная поверхность нагрева (например, часть экономайзера или пакета переходной зоны). При уменьшении расхода газа через пароперегреватель его тепловосприятие снижается за счет уменьшения коэффициента теплопередачи и температурного напора. При регулировании изменением расхода газа несколько снижается экономичность работы котла вследствие повышения температуры уходящих газов.

6.2. ПОВЕДЕНИЕ ЗОЛЫ ТОПЛИВА В КОТЕЛЬНОМ АГРЕГАТЕ

В котел вместе с органической массой топлива поступают различные минеральные примеси, которые выводятся из агрегата в виде шлака или твердых частиц летучей мелкодисперсной золы, уносимых с потоком продуктов сгорания. Меньшая часть этих примесей отлагается на поверхностях нагрева котла, образуя различного вида отложения: рыхлые, плотные, связанные и стекловидные (шлак). Отложения ухудшают теплообмен как лучистый, так и конвективный. К тому же прогрессирующие отложения неизбежно приводят к нарушению работы котла и как следствие — к аварийной его остановке. Газообразные соединения и пары некоторых соединений, содержащихся в продуктах сгорания, вступают в химическое взаимодействие с веществами,

образующими отложения, и меняют их структуру или приводят к коррозионному разрушению металла труб.

Поведение примесей в топке и газоходах зависит от химического состава минеральных примесей и их физических свойств (температуры плавления или сублимации, удельного веса, теплопроводности), физико-химических процессов, протекающих в камере сгорания, аэродинамики в топке и газоходах, температуры и характера газовой среды (последний определяется величиной избытка воздуха) и т. п. Загрязнения, возникающие при сжигании зольных топлив, не зависят от абсолютного количества золы в топливе. Так, при сжигании мазута, количество минеральных примесей в котором не превышает десятых долей процента, возможно образование плотных отложений, сильно затрудняющих нормальную эксплуатацию котельного агрегата, как и при сжигании твердого топлива (рис. 6.7).

В составе минеральных примесей топлива могут находиться легкоплавкие вещества: окислы щелочных металлов — Na_2O, K_2O ($t_{пл} = 700$ °С), хлориды — $FeCl_3$ ($t_{пл} = 670$ °С), $MgCl_2$ ($t_{пл} = 700$ °С), $CaCl_2$, KCl ($t_{пл} = 770$ °С), NaCl ($t_{пл} = 800$ °С) и сульфаты Na_2SO_4 ($t_{пл} = 880$ °С), K_2SO_4 ($t_{пл} = 1070$ °С). Тугоплавкими минеральными примесями топлива являются: сульфат $CaSO_4$ ($t_{пл} = 1400$ °С), окислы SiO_2 ($t_{пл} = 1470$ °С), Fe_2O_3 ($t_{пл} = 1570$ °С), Al_2O_3 ($t_{пл} = 2015$ °С), CaO ($t_{пл} = 2570$ °С), MgO ($t_{пл} = 2800$ °С). При окислении горючей части топлива в зависимости от температурных условий и характера газовой среды происходят процессы разложения и взаимодействия различных минеральных примесей. В размягченном и особенно в жидком состоянии они реагируют между собой, образуя сложные смеси или сплавы.

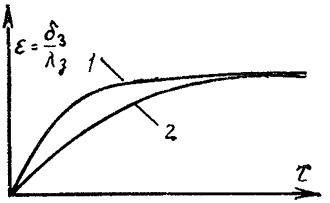


Рис. 6.7. Изменение коэффициента загрязнения при различных концентрациях μ летучей золы в потоке газов
1 — $\mu = 10$ г/м^3; 2 — $\mu = 2{,}5$ г/м^3

При относительно низких температурах меняется кристаллическая структура некоторых минералов; при 120 °С теряет кристаллизационную влагу сульфат кальция ($CaSO_4 \cdot 2H_2O$), а при 300—400 °С ее лишается глина ($Al_2O_3 \cdot 2SiO_2 \cdot 2H_2O$). При температуре 500 °С карбонат магния $MgCO_3$, а при 800—950 °С карбонат кальция $CaCO_3$ и карбонат железа $FeCO_3$ раз-

лагаются с образованием окислов MgO, CaO, закиси FeO и выделением свободной углекислоты CO_2. Под влиянием подогрева при t = 500—600 °С протекают реакции разложения сульфата железа и железного колчедана.

Дальнейшие преобразования образовавшегося сульфида FeS_2 зависят от характера газовой среды: в полувосстановительной среде (примерно область горелок и ядра факела) он разлагается до FeS, а в окислительной среде (примерно верхняя часть топки) окисляется до FeO или даже до Fe_2O_3. Характер газовой среды оказывает сильное влияние и на поведение окислов кальция. В окислительной среде они образуют с сернистым ангидридом сульфат кальция.

Некоторые минеральные примеси, расплавляясь, образуют эвтектические смеси, имеющие более низкие температуры плавления, чем входящие в них вещества.

Хотя окись кремния SiO_2 имеет высокую температуру плавления, но с окислами FeO, CaO и Al_2O_3 она образует легкоплавкие соединения ($t_{пл}$ = 1000—1200 °С). Ряд соединений, встречающихся в топливе или образующихся в процессах преобразования минеральных примесей, обладают способностью сублимироваться (т. е. переходить в парообразное состояние из твердого, минуя жидкоплавкое).

К таким соединениям относятся хлориды $FeCl_3$, KCl и сульфиды SiS, Al_2S_3.

Содержащийся в некоторых мазутах ванадий при горении топлива обычно окисляется в пентоксид V_2O_5, имеющий очень низкую температуру плавления ($t_{пл}$ = 690 °С). При относительно больших количествах в мазуте кроме ванадия еще и натрия происходит образование тоже легкоплавкого соединения $Na_4V_2O_7$ ($t_{пл}$ = 650 °С). По мере выгорания пылевых частиц топлива и разрушения каркаса из минеральных веществ, входящих в состав материнского вещества, образуются очень мелкие фракции золы, которые могут весьма активно вступать в химические реакции с газовой средой.

6.3. ЗАГРЯЗНЕНИЕ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА КОТЛОВ ПРОДУКТАМИ СГОРАНИЯ ТОПЛИВ

Поверхности нагрева топочной камеры пылеугольных котлов покрыты летучей золой, образующей на трубах рыхлый сыпучий слой, легко удаляемый обдувкой. Вместе с тем на эк-

ранных трубах могут быть и плотные, связанные отложения, а в отдельных участках топки даже наросты шлака.

При неравномерном заполнении факелом топочной камеры вблизи некоторых поверхностей продукты сгорания могут иметь столь высокие температуры, что взвешенные в них золовые частицы будут находиться в размягченном или даже жидком состоянии. При набросе факела на трубы на них появляется жидкий (или липкий) слой сульфатных или силикатных отложений щелочных металлов, который, охлаждаясь, образует плотный слой отложений. Вследствие большого термического сопротивления наружная поверхность слоя имеет повышенную температуру, что способствует дальнейшему росту толщины отложений. В ряде случаев это может привести к возникновению на трубах таких толстых слоев, что наружная поверхность их будет находиться в жидкоплавком состоянии. Подобное шлакование труб нередко наблюдается вблизи горелочных устройств и на экранных трубах при плохой аэродинамике топочной камеры, когда факел прижимается к ее стенам. Шлакование поверхностей нагрева топки может происходить и по другой схеме: образование рыхлых сыпучих отложений с последующим повышением температуры наружного слоя отложений и его оплавлением.

На химический состав загрязнений экранных труб оказывает заметное влияние гравитационная сепарация минеральных примесей в топочной камере. Наиболее тяжелые соединения, в частности FeS_2, FeS и Fe_2O_3, отлагаются преимущественно в нижней части топки. Источниками железа помимо минеральных примесей топлива являются еще и металлические частицы, попадающие в угольную пыль из пылесистем за счет истирания брони, шаров и т. п. В топках с жидким шлакоудалением при сепарации угольной пыли на под концентрация соединений железа в шлаке получается повышенной. В расплавленном шлаке происходит восстановление соединений железа с образованием металлического железа. Установлено, что на образование плотных связанных отложений влияет и скорость золовых частиц. С увеличением их скорости до значения, равного примерно 8 м/с, наблюдается возрастание скорости образования отложений.

Косвенным показателем подъемной скорости продуктов сгорания в топке, а следовательно, и золовых частиц является величина видимого теплонапряжения сечения топочной камеры $BQ_н^р/F_т$. С повышением нагрузки котла эта характеристика уве-

личивается, что способствует более сильному загрязнению поверхностей нагрева топки.

На экранных трубах в топочной камере и поверхностях нагрева в конвективных газоходах могут образовываться плотные связанные отложения. Такие отложения наблюдаются при сжигании твердых и жидких топлив с относительно большим содержанием примесей, имеющих температуры плавления и сублимации (щелочей, хлоридов, ванадия), а также при значительных количествах в топливе соединений кальция ($CaCO_3$, CaO, $CaSO_4$). При высоких температурах, развивающихся в топочной камере, щелочи и хлориды переходят в парообразное состояние с последующей конденсацией на стенках труб в области пониженных температур газов. На образовавшихся липких (или жидких) отложениях механически оседает летучая зола.

В результате взаимодействия липких (или жидких) веществ с твердыми золовыми частицами и некоторыми компонентами продуктов сгорания топлива (SO_2, O_2) происходят различные химические превращения, которые приводят к спеканию и образованию плотного слоя загрязнений.

При сжигании мазутов с большим содержанием ванадия и щелочных металлов на трубах пароперегревателей с температурой стенок примерно 600—650 °С образуются плотные ванадиевые отложения. При сжигании горючих сланцев, которые, как известно, содержат очень много (60—65 % общего количества минеральных примесей) легкоразлагающегося карбоната кальция $CaCO_3$, на конвективных поверхностях нагрева в зоне температур газов 600—900 °С (т. е. при $t_{ст} = 500$ °С и выше) отлагаются связанные плотные загрязнения, содержащие преимущественно сульфат кальция $CaSO_4$. Кроме того, в них обычно бывает заметное количество сульфата калия K_2SO_4, силикатов щелочных металлов и окиси кремния. Основным связующим, цементирующим соединением этих так называемых сульфатно-связанных отложений, является $CaSO_4$ — продукт взаимодействия окиси кальция с сернистым ангидридом и кислородом.

Плотные сульфатно-связанные загрязнения на конвективных поверхностях нагрева в области температур газов выше 800—850 °С образуются при сжигании бурых углей Канско-Ачинского бассейна (Назаровского, Бородинского и других месторождений). Хотя эти угли являются малозольными, но вследствие того что доля окиси кальция CaO в их золе велика

(примерно 30—40 %), они создают большие трудности в обеспечении нормальных условий работы конвективных поверхностей нагрева котельных агрегатов. При сжигании этих углей в топках с жидким шлакоудалением на поверхностях нагрева наблюдаются более рыхлые отложения. Это объясняется связыванием кальция с другими компонентами золы или уменьшением реакционной способности окиси кальция в результате оплавления золовых частиц (в зоне сгорания топлива температуры превышают температуру плавления золы $t_з = 1200 \div 1350$ °С).

Формирование отложений на поверхностях нагрева — результат совокупности ряда сложных физико-химических и аэродинамических процессов. В связи с многообразием факторов, влияющих на образование отложений, последние классифицируют по ряду признаков. В зависимости от места образования их подразделяют: на *отложения экранных радиационных и полурадиационных ширмовых поверхностей нагрева и отложения конвективных поверхностей нагрева.* Отложения по температурной зоне образования подразделяют на отложения *на высокотемпературных и низкотемпературных поверхностях нагрева.* Первые формируются в зоне высоких температур продуктов сгорания и стенки топочной камеры, на перегревателях, «горячем» конце воздухоподогревателей. Второй тип отложений образуется в зонах умеренных и низких температур продуктов сгорания на поверхностях нагрева, имеющих сравнительно низкую температуру стенки (экономайзеры, воздухоподогреватели). По характеру связи частиц и механической прочности слоя отложения подразделяют: на *сыпучие, связанные рыхлые, связанные прочные и сплавленные (шлаковые).* По химическому и минералогическому составу различают: *алюмосиликатные, щелочно-связанные, сульфатные, фосфатные и железистые отложения.* В зависимости от места нахождения по периметру омываемой газовым потоком трубы отложения подразделяются: на *лобовые, тыльные и отложения в зонах минимальной толщины пограничного слоя.*

Образование отложений на поверхностях нагрева может быть связано не только с осаждением золы, но и с конденсацией на относительно холодных трубах этих поверхностей влаги из продуктов сгорания, щелочных соединений или окиси кремния, сублимировавшихся из минеральной части топлива в процессе горения. При соприкосновении летящей золовой частицы с по-

верхностью нагрева на нее одновременно действуют как силы, стремящиеся удержать частицу на поверхности, так и силы, отрывающие ее от поверхности. К первым относятся силы адгезии (сцепление золовых частиц с поверхностью нагрева) и аутогезии (сцепление золовых частиц друг с другом), а также аэродинамические силы на участках прямого набегания потока.

К отрывающим частицу от поверхности факторам относятся: аэродинамические, гравитационные и эрозионные. Под сыпучими понимают отложения, при формировании которых протекают химические реакции, не проявляются капиллярные силы адгезии и в слое отсутствуют связующие (липкие) компоненты. Обычно они образуются на конвективных поверхностях нагрева и снижают тепловую эффективность поверхности нагрева. При образовании сыпучих отложении силы, стремящиеся удержать частицу на поверхности, действуют только в точках непосредственного контакта частицы с поверхностью. Площадь соприкосновения частицы с поверхностью трубы пропорциональна квадрату линейного размера. Аэродинамические силы, воздействующие на частицу, изменяются пропорционально квадрату линейного размера. Силы инерции и тяжести, зависящие от массы частицы, увеличиваются пропорционально линейному размеру частицы в третьей степени. Следовательно, если для какого-либо размера частиц указанные выше противоположные силы окажутся одинаковыми по величине, то для частиц меньшего размера преобладающими будут силы притяжения, а для частиц большего размера — отрывающие силы инерции и тяжести. Этим объясняются оседание на трубах преимущественно мелких фракций золы и стабилизация слоя отложений во времени (см. рис. 6.7).

Загрязнение поверхностей нагрева сыпучими отложениями в большей степени зависит от скорости потока продуктов сгорания, диаметра и расположения труб (шахматное или коридорное) и шага труб. На лобовой части труб крупные частицы изнашивают слой отложений более интенсивно, в результате чего при скорости газов выше определенного предела сыпучие отложения вообще не образуются. Характер отложений в пучке труб показан на рис. 6.8. Влияние концентрации золы в потоке продуктов сгорания сказывается только на времени образования установившегося слоя сыпучих отложений (см. рис. 6.7). Независимо от концентрации золы в продуктах сгорания загряз-

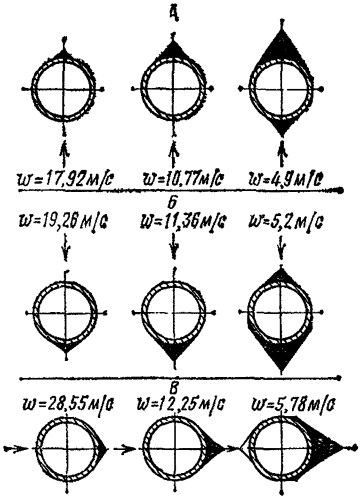


Рис. 6.8. Загрязнение труб при шахматном расположении
$d = 38$ мм; $s/d = 2$; зола подмосковного угля; *А* — восходящий поток; *Б* — нисходящий поток; *В* — горизонтальный поток, вертикальные трубы

нение стабилизируется на определенном уровне. Отсюда можно сделать важный вывод, что очистка поверхностей нагрева одинаково необходима как при сжигании малозольных топлив, так и топлив с большим содержанием золы. Коэффициент загрязнения пропорционален диаметру труб. С уменьшением диаметра труб уменьшается радиус кривизны потока, обтекающего трубу. В результате на частицы действуют большие инерционные силы, которые начинают превышать силы притяжения для все более и более мелких частиц золы. Таким образом, уменьшение диаметра труб является эффективным способом снижения образования сыпучих отложений.

Формирование связанных отложений протекает под действием не только аэродинамических, но и химических процессов, происходящих в слое осевшей золы, при наличии химически активных компонентов, а также компонентов с высокими связывающими свойствами. Обычно химические реакции в слое отложений приводят к изменению структуры золовых отложений в направлении упрочения слоя. Основная особенность связанных отложений — способность к неограниченному росту с течением времени. Поэтому такие отложения вызывают в эксплуатации котлов осо-

бенно большие трудности, и одной из главных задач при проектировании является предотвращение или ограничение возможности образования связанных отложений. Основными факторами, определяющими образование связанных золовых отложений, являются: минералогический состав топлива; поведение отдельных составляющих минеральной части в процессе горения; уровень температур при сжигании топлива; скорость нагрева и продолжительность действия высоких температур на минеральную часть; температура газов, летучей золы и поверхностей нагрева в местах образования золовых отложений, а также ряд физико-химических процессов, протекающих в слое отложений.

Наибольшие трудности в эксплуатации вызывает шлакование высокотемпературных поверхностей нагрева (образование на них отложений в виде прочных шлаков). Образование таких отложений при сжигании твердых топлив протекает в основном в две стадии. Сначала на трубах образуется первичный слой отложений. С ростом его толщины температура наружной поверхности первичного слоя повышается и приближается к температуре газов. Если при этом температура продуктов сгорания настолько высока, что основная масса уноса находится в пластическом состоянии, то на первичном слое происходит образование вторичного слоя — быстро растущих гребневидных отложений (т. е. начинается шлакование). После образования вторичного слоя отложений в результате физико-химических превращений может происходить его упрочение.

6.4. СПОСОБЫ БОРЬБЫ С ЗАГРЯЗНЕНИЯМИ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Все средства защиты от загрязнений делят на активные и профилактические. К *активным* относятся средства по предотвращению или снижению механической прочности отложений. К ним можно отнести присадки, добавляемые в топливо перед его сжиганием, специальные способы сжигания, возможное увеличение скорости потока продуктов сгорания, применение самоочищающихся поверхностей нагрева. *Профилактические* включают различные способы очистки поверхностей нагрева от наружных отложений: паровую и воздушную обдувки, водяную обмывку, обмывку перегретой водой, дробевую очистку, виброочистку и термическую очистку.

Одним из наиболее распространенных средств очистки поверхностей нагрева от шлакозоловых отложений является *обдувка*, которая может быть применена для очистки практически всех поверхностей нагрева современных котлов. В качестве обдувочного агента широко используется пар или сжатый воздух, иногда применяется холодная или перегретая вода. Процесс очистки с помощью обдувочной струи характеризуется рядом факторов: динамическим, термическим и абразивным.

Эффективность очистки обдувкой зависит от скорости струи и параметров обдувочного агента, слоя отложений расстояния от сопла до поверхности нагрева и угла подачи струи к поверхности труб (рис. 6.9). Обдувочный агент для очистки поверхностей нагрева следует выбирать в каждом конкретном случае исходя из технико-экономических сопоставлений. Для обдувки поверхностей нагрева используют специальные обдувочные аппараты, которые делятся на стационарные и выдвижные (маловыдвижные и глубоковыдвижные). При температурах продуктов сгорания ниже 600 °С применяют обычно *стационарные*, при более высоких температурах — *выдвижные обдувочные аппараты*. Наибольшее распространение получили аппараты, использующие в качестве обдувочного агента насыщенный или перегретый пар, а также сжатый воздух давлением до 4,0 МПа. Все аппараты имеют буквенные обозначения: О — обдувочный, М — маловыдвижной, Н — невыдвижиой, Г — глубоковыдвижной, В — вертикальный, П — прерывистого действия, Э — для очистки экранов. Маркируются аппараты следующим образом: ОН; ОМВ; ОГ; ОГП; ОГВ, ОГР-Э; аппарат для обдувки маловыдвижной показан на рис. 6.10.

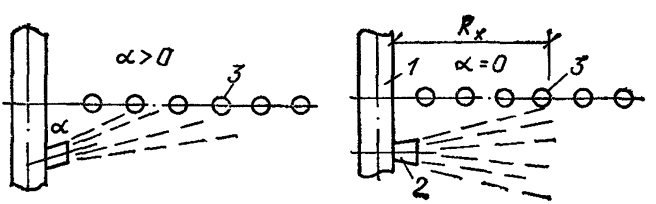


Рис. 6.9. Схема обдувки поверхностей нагрева
1 — обдувочная труба; *2* — сопло; *3* — поверхность нагрева

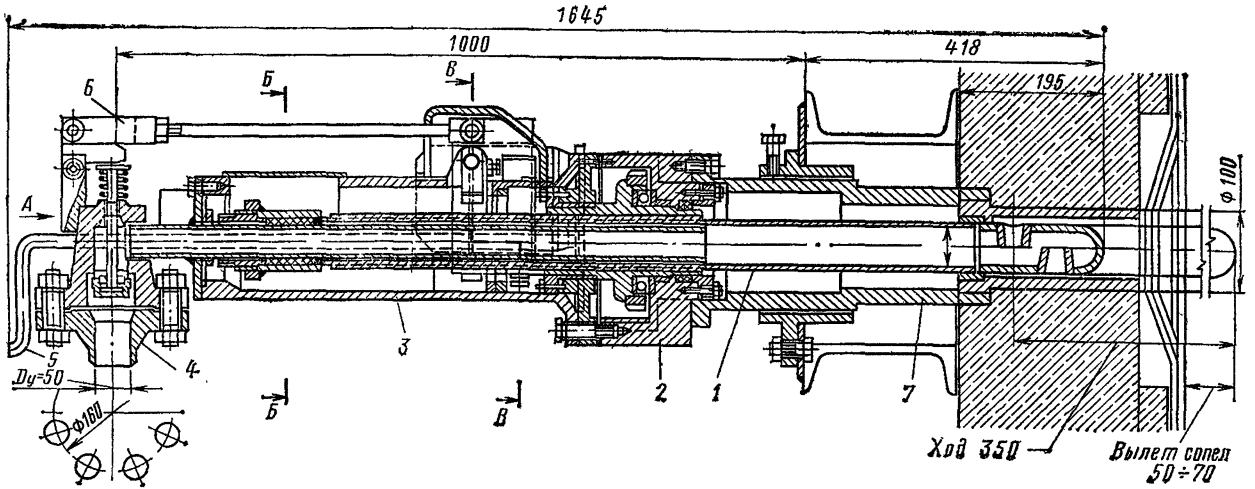


Рис. 6.10. Маловыдвижной аппарат для обдувки (ОМ)

1 — шпиндель с сопловой головкой; *2* — редуктор; *3* — корпус; *4* — корпус клапана; *5* — ручной привод; *6* — рычажная передача; *7* — закладная втулка

Основными элементами обдувочного аппарата являются обдувочная труба для подвода рабочего агента и механизм привода. При включении обдувочная труба поступательно вдвигается в газоход; когда сопловая головка окажется внутри газохода, труба начинает вращаться и автоматически открываются клапаны для подвода к соплам обдувочного агента. После окончания обдувки электродвигатель переключается на обратный ход и сопловая головка возвращается в исходное положение, что предохраняет ее от чрезмерного нагрева. Зона действия обдувочного аппарата до 2,5 м, а глубина захода до 8 м.

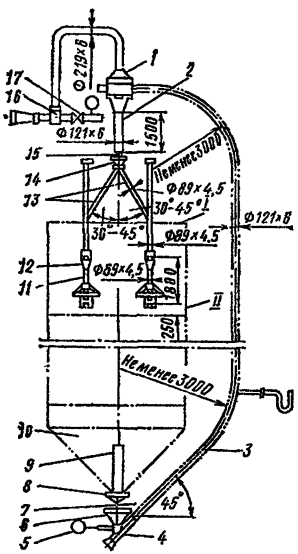


Рис. 6.11. Принципиальная схема установки дробевой очистки

1 — дробеуловитель; *2* — дробевая течка; *3* — пневмотранспортная линия; *4* — питатель дроби; *5* — шибер; *6* — бункер хранения дроби; *7* — мигалка; *8* — сепаратор для отвеивания золы; *9* — направляющая труба; *10* — бункер конвективной шахты; *11* — разбрасыватель дроби; *12* — замедлитель; *13* — труба подачи дроби к разбрасывателю; *14* — промежуточный бункер; *15* — коническая мигалка; *16* — паровой эжектор; *17* — кран

При сжигании топлив, содержащих серу и окиси кальция, натрия, ванадия, на конвективных поверхностях нагрева образуются отложения, быстро переходящие из слабосвязанных в прочные связанные отложения. Подобные отложения возникают также на поверхностях нагрева, работающих с температурой стенки ниже точки росы продуктов сгорания при сжигании топлив, для которых в обычных температурных зонах свойственно образование сыпучих отложений. Для борьбы с ними применяют дробевую очистку, так как при использовании различных способов обдувки паровая струя эффективно удаляет отложения только с первых двух — четырех рядов, а затем быстро гасится, встречая на своем пути препятствие в виде труб шахматного или коридорного пучка.

Схема устройства дробеочистки показана на рис. 6.11. В верхней части конвективной шахты котла

помещаются разбрасыватели, которые равномерно распределяют дробь по сечению газохода. При падении дробь сбивает осевшую на трубах золу, а затем вместе с ней собирается в бункерах, расположенных под шахтой. Из бункеров дробь вместе с золой попадает в сборный бункер, из которого питатель подает их в трубопровод, где масса золы с дробью подхватывается воздухом и выносится в дробеуловитель, откуда дробь по рукавам вновь подается в разбрасыватели, а воздух вместе с частицами золы направляется в циклон, где происходит их разделение. Воздух из циклона удаляется в газоход перед дымососом, а зола, осевшая в циклоне, сбрасывается в систему золоудаления парогенераторной установки. Транспортирование дроби осуществляется по всасывающей или нагнетательной схеме. При всасываемой схеме разрежение в системе создается паровым эжектором или вакуум-насосом. При нагнетательной схеме транспортирующий воздух подается в инжектор от компрессора. Для транспортирования дроби необходима скорость воздуха 40—50 м/с. Для нормальной очистки шахматных пучков обычно на один цикл очистки через каждые 8 ч работы котла требуется 100—200 кг дроби на 1 м^2 сечения газохода, для котлов-утилизаторов металлургических печей и некоторых видов твердых топлив — до 500—600 кг/м^2, а при сжигании мазута с присадками — всего 50—80 кг/м^2. Отсюда можно рассчитать расход дроби $G_{др}$ через систему дробеочистки по формуле

$$G_{др} = (g_{др} f_г)/(n\tau),$$

где $G_{др}$ — удельный расход дроби за одну очистку на 1 м^2 сечения газохода; $f_г$ — сечение газохода, в плане, м^2; n — число пневмолиний, которое принимают из расчета обслуживания одним разбрасывателем площади 2,5 × 2,5 м (одна пневмолиния обычно обслуживает 2 разбрасывателя); τ — продолжительность периода очистки, с (обычно τ = 20—60 с).

Основными элементами дробеочистительной установки являются следующие: средства транспортирования дроби в верхнюю часть конвективной шахты; устройства сбора и хранения дроби над конвективной шахтой перед вводом ее в котел и под конвективной шахтой после цикла очистки; устройства распределения дроби по горизонтальному сечению газохода перед очищаемыми поверхностями нагрева; средства поддержания дроби в чистоте и подготовки для ее последующего использования.

Для обеспечения чистоты пароперегревательных поверхностей нагрева чаще всего используют вибрационную очистку, схема которой показана на рис. 6.12. Наиболее эффективной показала себя высокочастотная очистка с угловой скоростью $\omega > 100$ Гц (628 рад/с). В настоящее время начинают применяться новые виды очистки поверхностей нагрева: импульсная и термическая. Принцип действия импульсной очистки заключается в следующем: горючая смесь газа и воздуха после смесителя по трубопроводу через запальные камеры поступает в трубы, введенные в пространство между пакетами змеевиков поверхностей нагрева с противоположных сторон газохода котла. Горючая смесь воспламеняется электросвечой, питаемой от блока программного управления. Решающую роль в очистке играют процессы, связанные с выхлопами импульсной камеры, сопровождающимися кратковременным выбросом некоторой массы продуктов сгорания с образованием волн давления. Нужная пе-

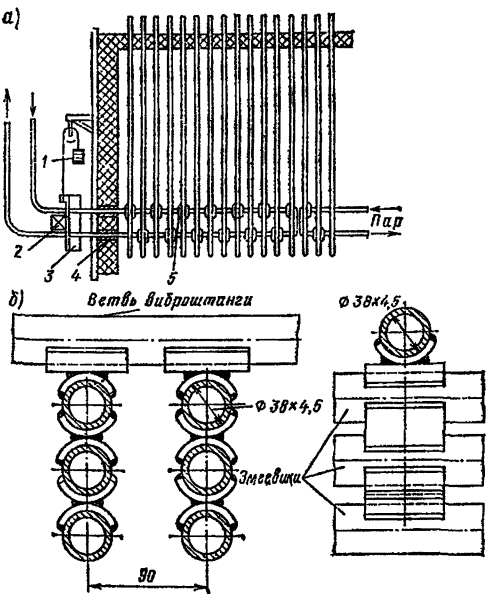


Рис. 6.12. Принципиальная схема вибрационной очистки пароперегревателя
а — схема виброустройства; *б* — узел передача вибраций от штанги к трехзаходному змеевику; *1* — противовес; *2* — вибратор; *3* — плита; *4* — уплотнение; *5* — виброштанга

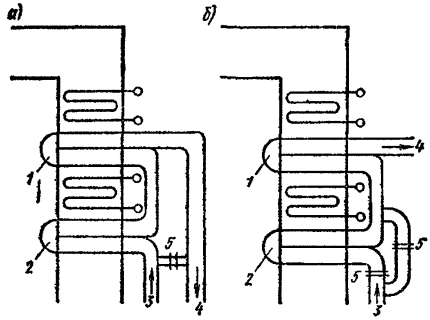


Рис. 6.13. Схема термической очистки воздухоподогревателя
а — с одной перемычкой; *б* — с двумя перемычками; *1* и *2* — I и II ступени воздухоподогревателя; *3* — воздух от дутьевого вентилятора; *4* — горячий воздух к горелкам; *5* — перемычки с шибером

риодичность выхлопов продуктов сгорания достигается автоматическим прерыванием подачи напряжения.

Термический способ очистки (рис. 6.13) применяется в регенеративных вращающихся воздухоподогревателях. Он заключается в том, что периодически раз в сутки на 10—20 мин воздух, подлежащий подогреву, направляют в обвод воздухоподогревателя, тем самым нагревая его набивку до температуры газов. Вследствие разных коэффициентов линейного расширения металла и высушенных отложений происходит термическое разрушение последних. Разрушенные отложения сдуваются потоком продуктов сгорания. Такой способ также иногда называют обдувкой высокотемпературным потоком продуктов сгорания. Однако широкого распространения этот способ не получил, так как при его использовании несколько возрастает скорость коррозии, что связано с разрушением защитной пленки на поверхности нагрева и ускорением при нагреве скорости химической реакции.

6.5. ИЗНОС ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА ПОД ДЕЙСТВИЕМ ЗОЛЫ

При работе котла на твердом топливе конвективные поверхности нагрева подвергаются износу в результате ударов твердых частиц, уносимых продуктами сгорания. При этом стенка трубы становится тоньше, снижается ее прочность, что может привести к разрыву трубы. Установлено, что труба изнашивается неравномерно. Больше всего истираются трубы крайних змеевиков, прямые участки труб, отходящих от коллектора, места изгиба труб, т. е. места, характеризующиеся повышенной местной скоростью

потока уносимых частиц. Величина износа зависит от концентрации и абразивных свойств твердых частиц уноса: золы, несгоревшего углерода — и режима эксплуатации. Избыток воздуха и неравномерность горения приводят к увеличению скорости газов и местной концентрации пыли. Наибольшему износу подвергаются шахматные пучки, причем второй ряд изнашивается в среднем в 1,5 раза сильнее, чем остальные ряды. Первый ряд пучка обдувается потоком газа с пониженной скоростью, равной скорости в свободной части газохода. При проходе через первый ряд скорость газа и частиц увеличивается. При прохождении последующих рядов пучка скорость твердых частиц становится меньше скорости газа за счет торможения частиц при ударе о трубы.

В коридорных участках износ меньше, поскольку трубы, начиная со второго ряда, находятся в аэродинамической тени. Однако следует считаться с тем, что в процессе эксплуатации возможен выход отдельных труб из плоскости ряда. Поэтому оценка вероятного износа труб в коридорных пучках проводится так же, как и в шахматных. При движении газа внутри труб (как это наблюдается, например, в воздухоподогревателе) наибольшему износу подвергаются входные участки труб примерно на длине 300—400 мм. На начальном участке режим движения не упорядочен, вероятность ударов твердых частиц о стенку трубы выше. При дальнейшем опускном движении потока в трубах твердые частицы движутся преимущественно в центре. Поэтому здесь вероятность удара твердых частиц о поверхность уменьшается.

Механизм износа труб под действием летучей золы. В зависимости от угла, под которым поверхность встречается с набегающей струей запыленных газов, различают прямые и косые удары. Угол между осью потока и касательной к поверхности называют углом атаки (рис. 6.14). При угле атаки в 90° наблюдается прямой, а при угле, меньшем 90°, — косой или скользящий удар.

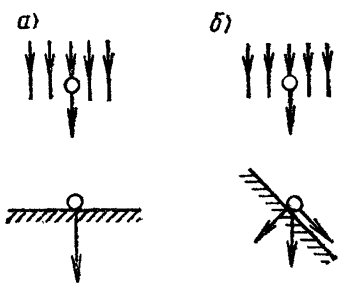


Рис. 6.14. Механизм абразивного износа
а — прямой удар;
б — скользящий удар

Количество разрушенного металла пропорционально энергии частиц, ударившихся о поверхность трубы. Кинети-

ческая энергия частиц пропорциональна квадрату скорости, а их количество в потоке пропорционально его скорости в первой степени. Поэтому в первом приближении можно считать, что износ трубы пропорционален скорости газа в третьей степени.

Абразивные свойства зависят от состава уноса, в котором находятся кусочки различной формы и твердости. При одинаковом составе золы износ будет зависеть от уровня температур в топочной камере, который определяет степень оплавления твердых частиц. Для некоторых топлив, имеющих легкоплавкую золу, износ определяется наличием в продуктах сгорания кусочков несгоревшего углерода, которые имеют остроугольную форму. По этой причине износ поверхностей нагрева при сжигании антрацитовой пыли главным образом определяется содержанием горючих, составляющих унос.

Мероприятия по защите труб от износа складываются из конструктивных и эксплуатационных. При проектировании необходимо правильно выбрать скорость газов в пучках конвективных поверхностей нагрева. Уменьшая скорость газов, можно значительно увеличить срок службы трубной поверхности. Однако снижение скорости приводит к увеличению поверхности нагрева за счет снижения коэффициента теплопередачи, в том числе и за счет увеличенного отложения сыпучей золы на трубах, что повышает стоимость котла и уменьшает его эксплуатационную надежность. Предельно допустимую скорость газов из условия абразивного износа можно рассчитать, если задаться сроком службы поверхности нагрева, числом часов работы котла и коэффициентом нагрузки. Для большинства видов твердого топлива допустимая скорость газов в конвективных газоходах составляет 8—15 м/с.

6.6. КОРРОЗИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА СО СТОРОНЫ ГРЕЮЩИХ ГАЗОВ

Коррозия — это разрушение металла труб в результате его взаимодействия с газовой средой, растворами или расплавами минеральных соединений. Продукты сгорания всегда содержат вещества, активно реагирующие с металлом: кислород, серу, ванадий, соединения щелочных металлов и др. При высокой температуре коррозионно опасными являются кислород и расплавы в первую очередь щелочных металлов, при низкой температуре — сконденсировавшиеся водяные пары и раствор серной

кислоты. Поверхность металла всегда покрыта тонким слоем окислов. В некотором диапазоне температур этот слой прочно скреплен с основной массой металла и является плотным. С повышением температуры металла плотность и прочность оксидной пленки снижаются. При определенной температуре, характерной для каждого металла, плотность пленки резко падает и кислород беспрепятственно проникает к чистому металлу, окисляя его. Этот процесс носит название окалинообразования. Стойкость сталей к окалинообразованию зависит от их состава и является одной из характеристик конструкционных материалов.

При температуре стенки металла около 500—600 °С сульфаты щелочных металлов [$KAl(SO_4)_2$, $K_3Fe(SO_4)_3$] находятся в расплавленном состоянии и реагируют с металлом, разрушая его. При сжигании мазута образуются оксиды ванадия (III и V). Оксид ванадия (III) получается при недостатке кислорода, а оксид ванадия (V) — при его избытке. Коррозионно-опасным являются оксид ванадия (V) и ванадат натрия. При высокой (~600 °С) температуре стенок труб эти соединения находятся в жидком виде и являются переносчиками кислорода. В результате такого взаимодействия металл труб быстро разрушается — это так называемая ванадиевая коррозия. Кроме снижения температуры металла коррозию можно устранить путем уменьшения избытка воздуха, т. е. смещением реакции в сторону образования оксида ванадия (III), который не является коррозионно-опасным.

Продукты сгорания содержат водяные пары и продукты сгорания серы. Серный ангидрид обладает способностью соединяться с парами воды, в результате чего образуются пары серной кислоты. При омывании продуктами сгорания низкотемпературных поверхностей нагрева происходит конденсация серной кислоты на более холодной, чем газы, металлической стенке. В результате создаются условия для интенсивного разрушения металла и образования коррозии под действием серной кислоты. Коррозионный процесс является электрохимическим, причем жидкая пленка играет роль электролита. Интенсивность разрушения металла зависит от концентрации серной кислоты. Зависимость скорости коррозии от концентрации серной кислоты у всех металлов качественно одинакова. Максимальная величина скорости коррозии отвечает определенной концентрации, характерной для каждого металла. За пределами этой концентрации интенсивность коррозии данного металла снижается.

При отсутствии серного ангидрида в продуктах сгорания на поверхностях нагрева могут конденсироваться чистые водяные пары. Повреждения в этом случае имеют характер кислородной коррозии. Благодаря легкому доступу кислорода к металлу через тонкую пленку воды скорость коррозии становится достаточно большой, хотя и меньшей, чем при наличии серной кислоты. Таким образом, коррозионные повреждения происходят лишь в той части поверхности нагрева, где наблюдается конденсация паров воды или серной кислоты, причем интенсивность коррозии зависит от концентрации серной кислоты и свойств материала поверхности нагрева.

Наиболее высокая температура стенки, при которой происходит конденсация паров, называется *точкой росы*. Очевидно, что коррозии подвержены в большей степени те участки поверхности нагрева, температура которых лежит ниже температуры точки росы. Установлено, что точка росы зависит не только от влажности продуктов сгорания, но и от содержания серного ангидрида в них.

Температура точки росы чистых водяных паров в общем невелика и не превышает 60 °С даже для таких влажных топлив, как торф. Поэтому если в топливе нет серы, то коррозию можно легко предотвратить повышением температуры наиболее холодной части поверхности нагрева до сравнительно невысокой температуры. При сжигании топлива содержащаяся в нем сера преимущественно окисляется в сернистый ангидрид, и только менее пяти процентов переходит в серный ангидрид за счет последующего окисления сернистого ангидрида при движении газов через поверхности нагрева. Образование серного ангидрида (в кДж/г · моль) стехиометрически происходит по уравнению

$$2SO_2 + O_2 \rightleftarrows 2SO_2 + 2 \cdot 96.$$

Эта реакция обратима. Вследствие экзотермичности реакции при снижении температуры равновесие смещается в сторону образования SO_3. Поэтому при низкой температуре процесс окисления SO_2 в SO_3 происходит более полно, хотя реакция протекает медленно. Несмотря на малое время пребывания газов в зоне температур (425—625 °С), благоприятных для окисления SO_2 в SO_3, наличие катализаторов (окись железа и др.) приводит к образованию заметного количества SO_3.

Зола топлив может содержать как катализаторы, так и вещества, замедляющие протекание реакции (ингибиторы). Этим объясняется то, что при одном и том же содержании серы в различных топливах наблюдается различная интенсивность коррозии. Окисление сернистого ангидрида в серный происходит лишь при наличии в продуктах сгорания свободного кислорода. Следовательно, снижением избытка воздуха можно уменьшить количество образующегося (серного) ангидрида. Установлено, что уже при коэффициенте избытка воздуха, равном 1,02—1,03, серный ангидрид практически не образуется и устраняется сернокислотная коррозия. Наличие в продуктах сгорания SO_3 повышает температуру точки росы до 100—150 °С. На рис. 6.15 показана зависимость температуры точки росы от наличия SO_3 в продуктах сгорания. При нахождении водяных паров и сернистых соединений в продуктах сгорания образуется парообразная система H_2O— H_2SO_4. Температура образования жидкой серной кислоты в продуктах сгорания определяется содержанием серы в топливе и при сжигании топлива с $S^{п}_{пр} = 0{,}012$ % · кг/МДж она равна 65 °С, а при $S^{п}_{пр} = 0{,}1$—0,2 % % · кг/МДж она составит 125—140 °С.

Конденсация чистых водяных паров при температуре поверхности ниже точки росы даже при отсутствии содержания в газах сернистых соединений может вызывать кислородную коррозию в воздухоподогревателе, расположенном в области низких температур, и в результате привести к разрушению труб и попаданию воздуха в газовую среду. Наличие в газах сернистых соединений и конденсация на поверхностях нагрева жидкой пленки, содержащей H_2SO_4, активизируют коррозию. На рис. 6.16 показана зависимость скорости коррозии от температуры поверхности. Наибольшая скорость коррозии k наблюдается при температуре стенки, близкой к температуре точки росы $t_р$. При температуре стенки $t_{ст} > t_р$ скорость коррозии уменьшается, а при дальнейшем повышении температуры снова возрастает. Как видно из рис. 6.16, имеется область температур стенки, при которой скорость коррозии незначительна и поверхность нагрева может работать длительное время. При работе на твердом сернистом топливе в зоне температур 70—110 °С скорость коррозии не превышает 0,2 мм/год. При сжигании сернистого мазута скорость коррозии существенно выше, чем на твердом топливе, при этом характеристика $k = f(t_{ст})$ не имеет безопасной зоны.

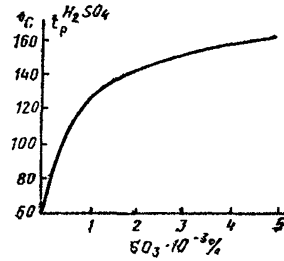


Рис. 6.15. Зависимость температуры точки росы $t_p^{H_2SO_4}$ от содержания SO_3 в продуктах сгорания

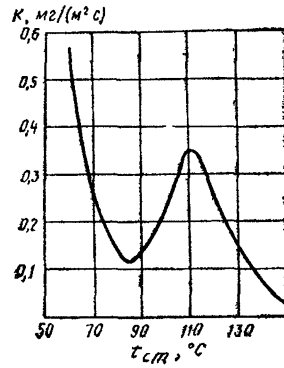


Рис. 6.16. Зависимость скорости коррозии от температуры стенки трубы

Наиболее активно низкотемпературная коррозия проявляется в воздухоподогревателях, в которых наблюдаются наиболее низкие температуры греющего и нагреваемого теплоносителей. Для предотвращения коррозии воздухоподогревателя широко используется метод повышения температуры поступающего в него воздуха путем рециркуляции в нем горячего воздуха (рис. 6.17) или предварительного подогрева воздуха в калориферах (рис. 6.18). Рециркуляция воздуха снижает температурный напор в воздухоподогревателе, повышает температуру уходящих газов и расход электроэнергии на дутье. При использовании калорифера для подогрева воздуха его устанавливают между напорной стороной дутьевого вентилятора и входной ступенью воздухоподогревателя. Подогреватель представляет собой трубчатый теплообменник, по трубам которого проходит пар или горячая вода. Снаружи трубы омываются потоком воздуха. В этом случае расход электроэнергии на дутье меньше, чем при применении рециркуляции.

В ряде случаев используется защита поверхностей нагрева, например эмалирование, или применение коррозийно-стойких материалов, например стекла, нержавеющей стали и др.

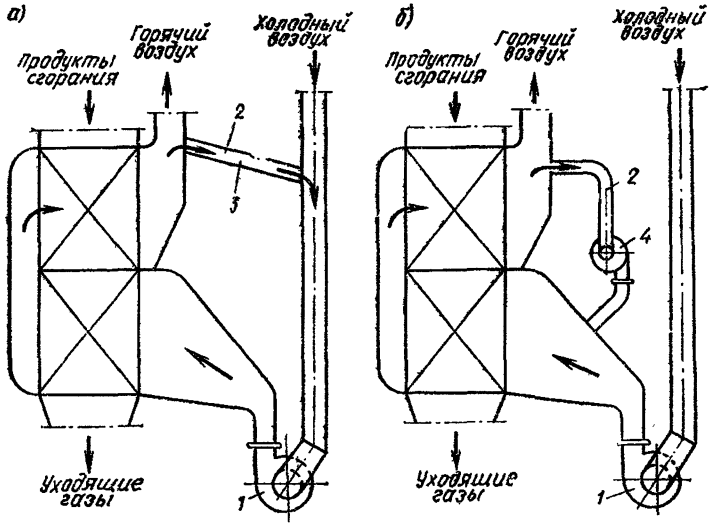


Рис. 6.17. Схемы повышения температуры воздуха, поступающего в воздухоподогреватель, с применением рециркуляции

а — регулирование шибером на отводе горячего воздуха; *б* — подача горячего воздуха на вход воздухоподогревателя специальным вентилятором; *1* — дутьевой вентилятор; *2* — короб рециркуляции; *3* — шибер; *4* — вентилятор для подачи горячего воздуха

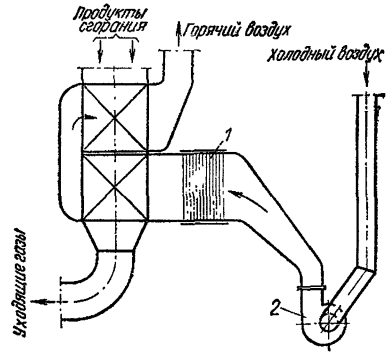


Рис. 6.18. Схема предварительного подогрева воздуха в паровом калорифере

1 — калорифер; *2* — дутьевой вентилятор

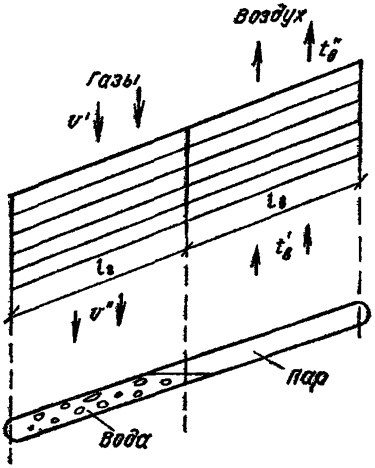


Рис. 6.19. Схема воздухоподогревателя с промежуточным теплоносителем
$l_г$ и $l_в$ — соответственно длины участков, омываемых газами и воздухом; $t'_в$, $t''_в$, v', v'' — соответственно температуры воздуха и газа на входе и выходе

На ряде котлов применяется разработанный во ВТИ рекуперативный воздухоподогреватель с промежуточным теплоносителем, который предназначен для работы в коррозионно-опасной зоне. Воздухоподогреватель состоит из системы наклонных труб, каждая из которых представляет собой герметичный сосуд, заполненный примерно наполовину теплоносителем (т. н. тепловые трубки), а из второй половины удален воздух. Обычно трубы располагаются наклонно (рис. 6.19). Нижняя часть их, заполненная водой, омывается продуктами сгорания, вода закипает, и пары направляются вверх трубы, которая омывается воздухом. Пары воды, охлаждаемые воздухом, конденсируются и по стенке трубы сливаются в ее нижнюю часть. Положительной особенностью такого воздухоподогревателя является высокая плотность, сохраняемая при образовании сквозных повреждений труб с газовой стороны. Повреждение трубного элемента на газовой стороне приводит к выпариванию теплоносителя через образовавшуюся неплотность и к автоматическому выходу элемента из строя. В результате повреждения незначительно повышается температура уходящих газов. Обычно такой воздухоподогреватель устанавливают перед основным и заменяют холодную часть первой ступени основного воздухоподогревателя.

Глава 7. ВНУТРИКОТЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ В КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТАХ

7.1. ВНУТРИКОТЛОВАЯ ГИДРОДИНАМИКА

Надежная работа котельного агрегата возможна только при непрерывном охлаждении водой или паром его поверхностей нагрева. Если теплота, передаваемая продуктами сгорания поверхностям нагрева котельного агрегата, не будет от них отводиться, то температура металла может превысить допустимые пределы и агрегат выйдет из строя. Для надежного отвода теплоты необходимо обеспечить движение воды или пара вдоль поверхности нагрева. В экономайзерных и пароперегревательных поверхностях нагрева движение воды и пара происходит только принудительно под действием насоса или разности давлений пара в барабане или пароперегревателе. В испарительных же поверхностях нагрева движение воды и пароводяной смеси происходит либо принудительно под действием питательного насоса, либо за счет естественной циркуляции.

Рассмотрим физическую сущность процесса естественной циркуляции (рис. 7.1). Если температура воды в опускной трубе (*4*) и подъемной трубе (*3*) одинакова, то вода в них остается неподвижной. Если же одну из них (например, левую) обогреть, а правую теплоизолировать, то начинается движение воды, особенно интенсивное после того, как вода в ней начнет испаряться. Так как плотность пароводяной смеси в левой трубе $\rho_{см}$ меньше плотности воды $\rho_в$ в правой трубе, то пароводяная смесь в левой трубе начнет подниматься и поступит в верхний барабан, где произойдет отделение воды от пара. Движение воды и пароводяной смеси в трубах котельного агрегата, вызванное разностью их плотностей, получило название *естественной циркуляции*. Трубы, в которых рабочее тело опускается, называются *опускными*, а трубы, в которых рабочее тело поднимается, называются *подъемными*. Таким образом, в рассматриваемом циркуляционном контуре под действием разности плотностей в опускных и подъемных трубах создается непрерывное движение воды, или ее циркуляция. Разность давлений в контуре называют *движущим напором циркуляционного контура*.

Циркуляционные контуры котлоагрегатов делят на простые и сложные. *Простыми* называют такие, все звенья которых от-

носятся только к данному контуру (рис. 7.2). В *сложных* циркуляционных контурах отдельные звенья являются общими для нескольких контуров, причем такими звеньями являются обычно опускные трубы. В качестве примера сложного циркуляционного контура на рис. 7.3 показана схема циркуляции двухбарабанного котла. Каждый ряд труб этого контура является отдельным его звеном, имеющим общую систему опускных труб. Современные котлоагрегаты имеют обычно несколько самостоятельных независимых циркуляционных контуров. При движении воды по опускным трубам давление возрастает на величину давления столба воды от уровня в барабане до рассматриваемого сечения. Одновременно повышается и температура насыщения воды. Заметим, что температура питательной воды обычно меньше температуры насыщения. Ту часть подъемной трубы, в которой отсутствует кипение, называют экономайзерным участком $H_{эк}$, а тот участок, по которому движется пароводяная смесь, называют паро-содержащим участком $H_{пар}$ (рис. 7.4). Очевидно, что высота паросодержащей части трубы

$$H_{пар} = H_{под} - H_{эк},$$

где $H_{под}$ — полная высота подъемной трубы, м.

Полезной высотой $H_{пол}$ называют ту часть ее высоты, которая создает циркуляцию воды в котлоагрегате. Она складыва-

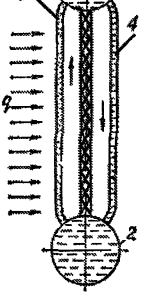


Рис. 7.1. Схема естественной циркуляции
1 — верхний барабан; *2* — нижний барабан; *3* — тепловоспринимающие поверхности; *4* — опускные трубы

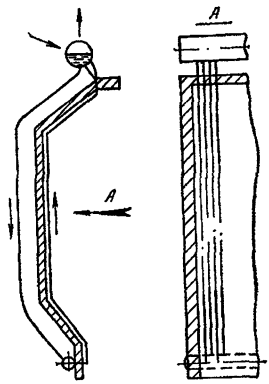


Рис. 7.2. Схема простого контура

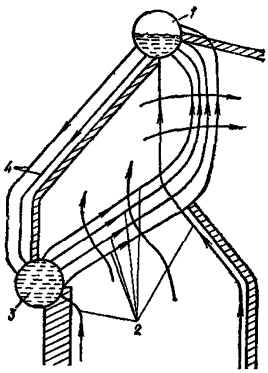


Рис. 7.3. Схема сложного циркуляционного контура
1 — верхний барабан; *2* — подъемные трубы; *3* — нижний барабан; *4* — опускные трубы

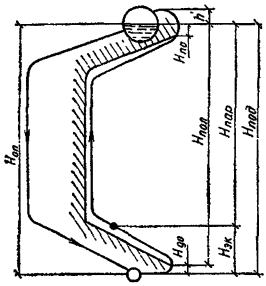


Рис. 7.4. Схема естественной циркуляции

ется из обогреваемой части экономайзерного участка и всей паросодержащей части, как обогреваемой, так и необогреваемой. У труб, входящих в паровое пространство барабана, полезной является высота только до уровня воды в последнем. При установившемся режиме работы агрегата давление уравновешивается гидравлическими сопротивлениями:

$$p_{дв} = \Sigma\Delta p.$$

Так как гидравлическое сопротивление контура представляет собой сумму сопротивлений всех опускных и подъемных труб, т. е.

$$\Sigma\Delta p = \Sigma\Delta p_{оп} + \Sigma\Delta p_{под},$$

то

$$p_{дв} = \Sigma\Delta p_{оп} + \Sigma\Delta p_{под}.$$

Избыточную часть давления, которое остается после преодоления сопротивлений подъемной части циркуляционного контура, называют *полезным давлением*. Следовательно,

$$p_{пол} = p_{дв} - \Sigma\Delta p_{под} = \Sigma\Delta p_{оп}.$$

Это уравнение называют основным расчетным уравнением циркуляции. Таким образом, для нахождения величины полезного давления можно пользоваться двумя уравнениями:

$$p_{\text{пол}} = \Sigma\Delta p_{\text{оп}};$$
$$p_{\text{пол}} = p_{\text{дв}} - \Sigma\Delta p_{\text{под}}.$$

Для решения этих уравнений необходимо определить сопротивление опускных и подъемных труб и величину давления. Массовая скорость двухфазного потока, кг/(м^2 · с):

$$\rho\bar{w} = G/f.$$

Приведенные скорости пара и воды (отнесенных к полному сечению трубы) равны:

$$\bar{w}_0'' = D''/\rho''f;\ \bar{w}_0' = D'/\rho'f, \qquad (7.1)$$

где D'', D' — *соответственно расход пара и воды в пароводяной* смеси, кг/с; ρ'', ρ' — соответственно плотности пара и воды на линии насыщения, кг/м^3.

Для обогреваемых труб расходы воды и пара переменны по длине трубы. В этом случае в формулу (7.1) можно подставить средний расход пара. Массовое паросодержание в элементе трубы равно:

$$x = D/G = \bar{w}_0''\rho''/(\bar{w}_0'\rho').$$

Отношение расхода воды, вошедшей в контур, к расходу образующегося в нем пара называют *кратностью циркуляции* в этом контуре (т. е. величина обратная массовому паросодержанию):

$$k = G/D. \qquad (7.2)$$

Величина k всегда больше единицы, только в прямоточном котлоагрегате $k = 1$.

Скорость, с которой вода поступает в подъемные трубы, называют скоростью циркуляции:

$$\bar{w}_0 = G/(\rho' l),$$

где G — полный расход пароводяной смеси.

Кроме величин $\overline{w_0}$, $\overline{w_0'}$ и $\overline{w_0''}$ в расчетах циркуляции присутствует еще одна характеристика — напорное паросодержание потока:

$$\varphi = f_{\text{п}}/f = w_0''/w'',$$

где $f_{\text{п}}$ — сечение трубки, занятое паром, м^2; w'' — истинная скорость пара, м/с.

Зная среднее значение φ по высоте трубы, легко найти среднюю плотность пароводяной смеси, или так называемую среднюю напорную плотность смеси. Средняя плотность, определяющая давление столба пароводяной смеси на наинизшее сечение трубы, в котором движется эта смесь, с учетом скорости движения пара относительно воды равна:

$$\rho_{см} = \varphi\rho'' + (1-\varphi)\rho',$$

$$\rho_{см} = \rho' - \varphi(\rho' - \rho'').$$

В некоторых случаях скорости пара и воды мало отличаются друг от друга и можно исходить из равенства скоростей обеих фаз. В таких случаях доля сечения трубы, занятая паром, принимает вполне определенное значение, называемое расходным паросодержанием β, представляющим собой отношение объемного расхода пара $V_п$ к объемному расходу смеси $V_{см}$:

$$\beta = V_п / V_{см} = \overline{w_0''} / w_{см},$$

или

$$\beta = [1 + (\rho''/\rho')(1/X - 1)]^{-1},$$

где X — степень сухости пара.

Таким образом, при равенстве скоростей пара и смеси напорное и объемное паросодержание совпадают.

Важное значение для интенсивного отвода теплоты, а следовательно, для надежного охлаждения испарительных поверхностей нагрева имеет характер движения пароводяной смеси в трубах. В необогреваемых участках подъемных труб паросодержание смеси практически остается постоянным, а в обогреваемых участках паросодержание смеси по мере ее движения вверх возрастает. При этом в зависимости от ряда факторов (величины приведенной скорости воды и пара, наклона труб к горизонту, диаметра труб, внутренней и внешней чистоты поверхности нагрева) режимы течения пароводяной смеси в трубах резко отличаются друг от друга.

Различают следующие четыре основных режима движения пароводяной смеси в вертикальных трубах (рис. 7.5): 1) движение в воде малых паровых пузырей преимущественно по оси трубы в виде цепочек. Такое движение пара называют пузырьковым, и оно наблюдается при малом паросодержании; 2) движе-

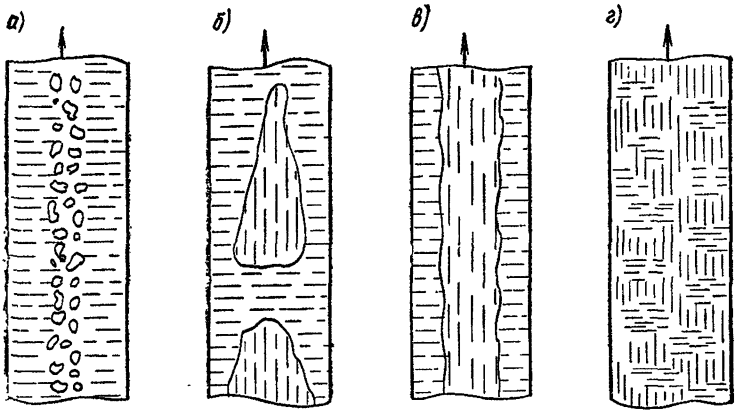


Рис. 7.5. Основные режимы движения пароводяной смеси в вертикальных трубах

а — пузырьковый; *б* — снарядный; *в* — стержневой; *г* — эмульсионный

ние в воде паровых пузырей, сливающихся в большие пузыри, достигающие иногда в длину 0,5 м и более и напоминающие по внешнему виду снаряды. Такое движение называют *снарядным*, и оно наблюдается при скорости движения пароводяной смеси, превышающей скорость при пузырьковом движении. При снарядном режиме пузыри пара отделяются от стенки трубы тонкой пленкой воды; 3) движение сплошного столба пара в виде длинного стержня с отдельными каплями воды, отделенного от поверхности трубы тонкой водяной пленкой. Это движение называют *стержневым*; оно наблюдается при дальнейшем возрастании скорости пароводяной смеси по сравнению со снарядным движением; 4) движение пара с равномерным распределением капель по всему сечению трубы. Этот режим движения пароводяной смеси называют *эмульсионным*; он наблюдается при дальнейшем увеличении паросодержания по сравнению со стержневым.

В горизонтальных трубах, а также в трубах, слабо наклоненных к горизонту, может происходить полное расслоение потока пароводяной смеси. Очевидно, что при таком движении верхняя часть сечения трубы, омываемая паром, вследствие ухудшения отвода теплоты может нагреться до опасных пределов. Установлено, что возможность расслоения пароводяной смеси в горизонтальных трубах зависит главным обра-

зом от рабочего давления смеси и ее скорости. С повышением давления возможность расслоения увеличивается, и для ее устранения необходимо обеспечить высокие скорости пароводяной смеси. Даже сравнительно небольшой угол наклона труб к горизонту (выше 15°) предотвращает расслоение пароводяной смеси. На основе обобщения обширного экспериментального, теоретического и эксплуатационного материала создан нормативный метод гидравлического расчета паровых котельных агрегатов.

7.2. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ

Надежная работа всех котельных труб, входящих в контур естественной циркуляции, обеспечивается поддержанием температуры их стенок, близкой к температуре насыщения, для чего создают такой режим парообразования в подъемных трубах, при котором на всей их поверхности поддерживают непрерывную водяную пленку. При этом условии происходит непрерывный отвод теплоты, обеспечивающий даже при весьма высокой тепловой нагрузке максимальное приближение температуры стенок к температуре рабочего тела. Кроме соблюдения этого важнейшего условия необходимо также для надежного охлаждения стенок труб сделать невозможным отложение на их внутренней стороне шлама или накипи. Такие отложения могут быть связаны с неправильным водным режимом котельной установки и с условиями циркуляции. При значительном снижении кратности циркуляции может не только разрушиться водяная пленка на поверхности труб, но и произойти выпаривание растворимых солей, содержащихся в котловой воде, образование обильных местных отложений и как следствие этого — резкое повышение температуры стенки. Опасность перегрева металлических стенок труб возникает также при расслоении потока пароводяной смеси.

Таким образом, чтобы убедиться в надежности работы подъемных труб, входящих в контур естественной циркуляции, необходимо выявить в них опасные режимы. Такими опасными режимами для подъемной части контура являются: образование застоя рабочего тела в подъемных трубах, «опрокидывание» циркуляции, расслоение потока пароводяной смеси и режим

предельной кратности циркуляции. Для опускной части контура опасным режимом является парообразование в опускных трубах, которое может возникнуть как следствие падения давления во входном сечении трубы (так называемая кавитация), так и в результате обогрева некоторой части длины опускных труб. Следствием парообразования в опускных трубах является срыв нормального поступления воды в подъемные трубы. Образование застоя рабочего тела в подъемных трубах происходит при значительной неравномерности их обогрева. На рис. 7.6 показана схема циркуляционного контура, в котором наряду с нормально обогреваемыми трубами *В* имеются слабо обогреваемые трубы *А*, а также необогреваемая труба *С*. Высоту уровня в трубе *С*, характеризующую перепад давления между барабаном и коллектором (при условии, что вода в трубе находится при температуре насыщения), определяют из соотношения

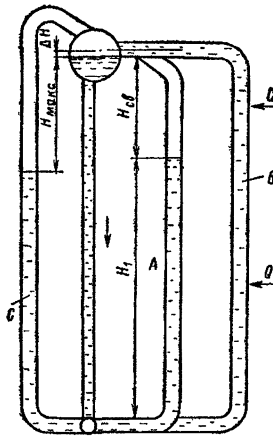


Рис. 7.6. Схема циркуляционного контура с образованием застоя рабочего тела в слабо обогреваемой трубе

$$H_{макс} = \Delta\rho_{оп}/(\rho' - \rho),$$

где $H_{макс}$ — высота уровня, отсчитываемая от уровня воды в барабане.

Очевидно, что при отсутствии обогрева труб *А* расположение свободного уровня в них (при вводе этой трубы выше уровня в верхнем барабане) будет таким же, как и в трубе *С*. При обогреве трубы *А* только на высоте $H_{макс}$ положение уровня не изменится, так как циркуляция воды в трубе будет отсутствовать. Однако температура стенки быстро достигнет температуры окружающих газов, что приведет к повреждению трубы. Если труба *А* будет обогреваться только на участке ниже свободного уровня или одновременно на обоих участках трубы, но тепловая нагрузка ее будет незначительной, то свободный уровень в трубе *А* может образоваться в сечении, несколько превышающем сечение свободного уровня в необогреваемой трубе. При увели-

чении обогрева трубы A тепловая нагрузка ее будет возрастать настолько, что количество пара, образовавшегося на нижнем участке, подымет уровень до выходного сечения трубы и наступит нормальный режим циркуляции.

Сопоставление величины полезного давления циркуляционного контура с величиной давления слабо обогреваемых труб этого контура позволяет выявить границу перехода от нормального режима циркуляции к режимам застоя рабочего тела. Величина полезного давления в отдельной слабо обогреваемой трубе, при которой образуется застой рабочего тела $p_{\text{свд}}$, легко определяется, если известен расход пара $D_{\text{п}}^{\text{пр}}$ (или воды), проходящего через данную трубу. Если это давление будет равно или меньше полезного давления циркуляционного контура, то наступит режим застоя рабочего тела. Следовательно, для предотвращения такого режима необходимо, чтобы полезное давление слабо обогреваемой трубы $p_{\text{тр}}$ было больше полезного давления циркуляционного контура $p_{\text{пол}}$, т. е. чтобы было соблюдено условие

$$p_{\text{пол}}/p_{\text{тр}} < 1.$$

Обычно вводят коэффициент запаса, равный 0,9, и выражение принимает следующий вид:

$$p_{\text{пол}}/p_{\text{тр}} < 0{,}9.$$

Опрокидывание циркуляции, под которым понимают переход от подъемного движения воды и пароводяной смеси к опускному, может наблюдаться только в трубах, выведенных в водяное пространство барабана. При этом переходе неизбежны образование свободного уровня и связанная с ним опасность пережога труб. Поэтому проверка на отсутствие застоя рабочего тела является также проверкой на отсутствие опрокидывания циркуляции.

Циркуляция в подъемных трубах может быть нарушена при расслоении пароводяной смеси. Так как такой режим возможен только в горизонтальных и слабонаклонных трубах при малой массовой скорости потока, то в циркуляционных контурах котлов с естественной циркуляцией применения таких труб лучше всего избегать. К опасным режимам для подъемных труб относится также режим *предельной кратности циркуляции*,

так как при нем кратность циркуляции (7.2) близка к единице. Происходит почти полное выпаривание воды, и, следовательно, образуются сильные местные отложения солей, имеющихся в котловой воде. В связи с этим в котлах с естественной циркуляцией рекомендуется не снижать среднюю кратность циркуляции ниже величины ≤ 3 для барабанных котлов высокого давления. Устранение описанных выше опасных режимов обеспечивает надежность циркуляции подъемной части циркуляционного контура. Для надежности циркуляции опускной части контура необходимо не допускать кавитации и парообразования в опускных трубах.

Падение давления при входе в опускные трубы вследствие создания скорости воды в трубе и потерь на преодоление местных сопротивлений входа из барабана в трубу определяют из выражения

$$\Delta p_{вх} = (1+\xi_{вх})(w_{оп}^2/2g)\rho'.$$

Так как коэффициент сопротивления входа $\xi_{вх}$ можно принять равным 0,5, то

$$\Delta p_{вх} = 1{,}5(w_{оп}^2/2g)\rho'.$$

Повышение давления у входа в опускные трубы по сравнению с давлением на уровне воды в барабане равно $H_{вх}\rho'$ кгс/м^2 (где $H_{вх}$ — высота уровня над входом в опускные трубы). Очевидно, что для устранения кавитации необходимо, чтобы было выполнено условие

$$H_{вх}\rho' \geq 1{,}5(w_{оп}^2/2g)\rho'.$$

Парообразование в обогреваемых опускных трубах может произойти в том случае, если количество воспринятой ими теплоты будет равно или больше количества теплоты, необходимой для догрева воды, находящейся в опускных трубах, до состояния насыщения. При соответствующем расчете по средним величинам необходимо учесть как неравномерность тепловосприятия опускных труб, так и неравномерность распределения питательной воды между отдельными трубами. Проверку на отсутствие парообразования в опускных трубах проводят по формуле

$$Ah_{\text{в б}} + \frac{\Delta h}{\Delta p}\rho' \cdot 10^{-4}\left(H_{\text{оп}} - \frac{\Delta p_{\text{оп}}}{\rho'}\right) > k_g^{\text{макс}} \Delta h_{\text{оп}},$$

где A — коэффициент неравномерности подачи питательной воды ($A = 0{,}7$ для перфорированных труб и 0,5 для открытых труб); $k_g^{\text{макс}}$ — коэффициент неравномерности обогрева (определяется по нормам расчета циркуляции паровых котлов).

Для обеспечения надежности работы циркуляционных контуров необходимо устранить причины, вызывающие возникновение опасных режимов в подъемных и опускных трубах. Нарушение нормальных условий работы циркуляционных контуров возникает главным образом при значительной неравномерности обогрева подъемных труб. Чем меньше тепловосприятие отдельных труб, тем меньшее количество воды проходит через них и, следовательно, тем меньше в них скорости движения воды. Неравномерный обогрев подъемных труб возникает как вследствие конструктивных особенностей циркуляционных контуров топки, горелок, так и вследствие условий эксплуатации. Конструктивные особенности обусловлены различной длиной обогреваемых участков, необходимостью обвода экранных труб вокруг амбразур и горелок и характером расположения последних. Эти особенности вызывают неизбежную неравномерность распределения тепловой нагрузки.

Значительно большее влияние на интенсивность обогрева оказывают эксплуатационные факторы, из которых важнейшими являются шлакование экранов и конвективных пучков, заносы поверхностей нагрева летучей золой, резкое изменение режима топки, качества топлива и т. п. Следовательно, для повышения надежности работы циркуляционных контуров необходимо в первую очередь стремиться к устранению неравномерности обогрева труб. Это может быть достигнуто эксплуатационными и конструктивными мероприятиями.

Наиболее эффективными эксплуатационными мероприятиями являются предотвращение шлакования топочных экранов и заноса труб летучей золой. Кроме того, необходимо исключать возможность резкого изменения топочного режима. Из конструктивных мероприятий, способствующих повышению надежности циркуляции, главнейшими являются увеличение сечения опускных труб и секционирование экранов. Увеличение сече-

ний опускных труб приводит к увеличению расхода воды через все трубы циркуляционного контура, в том числе и через слабо обогреваемые трубы, в которых таким образом создаются благоприятные условия циркуляции. Кроме того, увеличение сечений опускных труб снижает полезный напор и поэтому делает маловероятным образование свободного уровня. Секционирование экранов позволило избежать сложных циркуляционных контуров, отличающихся значительной тепловой и гидравлической неравномерностью. Разбивка топочных экранов на ряд секций, имеющих сравнительно небольшую обогреваемую поверхность, обеспечивает значительно более равномерное тепловосприятие подъемных труб.

7.3. ГИДРОДИНАМИКА ПАРАЛЛЕЛЬНО ВКЛЮЧЕННЫХ ТРУБ ПРИ ПРИНУДИТЕЛЬНОМ ДВИЖЕНИИ РАБОЧЕГО ТЕЛА

Поверхность нагрева современных паровых котлов состоит из большого числа параллельно работающих труб, из которых многие вследствие неравномерности обогрева и неодинаковости гидравлического сопротивления имеют различные тепловые и гидродинамические характеристики. Распределение воды по таким трубам не может быть равномерным, вследствие чего энтальпия рабочего тела на выходе из отдельных витков может значительно отличаться от среднего значения. В экономайзерах и пароперегревательных поверхностях нагрева повышение энтальпии рабочего тела сопровождается повышением его температуры, а следовательно, и температуры стенки трубы. В испарительных поверхностях нагрева увеличение энтальпии влечет за собой повышение сухости пара, а иногда и его перегрев, в результате чего повышается температура их стенок.

Для надежной работы котла необходимо, чтобы температура стенок поверхностей нагрева не превышала определенной величины, допустимой для данного металла, не только в среднем для всей поверхности нагрева, но и для любой ее трубы. Очевидно, что это возможно только в случае, если повышение энтальпии в любой трубе не будет сильно отличаться от среднего повышения энтальпии для всей поверхности нагрева. Отношение наибольшего приращения энтальпии в каком-либо витке $\Delta h_в$ к среднему

приращению энтальпии по всей поверхности нагрева $\Delta h_{ср}$ называют *тепловой разверкой*:

$$j = \Delta h_{в} / \Delta h_{ср}. \qquad (7.3)$$

Так как величины $\Delta h_{в}$ и $\Delta h_{ср}$ для развернного витка и витка, отвечающего среднему режиму, могут быть выражены через их удельные тепловые нагрузки $q_{в}$ и $q_{ср}$, величины поверхностей нагрева $F_{в}$ и $F_{ср}$ и расходы рабочего тела $D_{в}$ и $D_{ср}$, то уравнение (7.3) может быть представлено в следующем виде:

$$j = (q_{в}F_{в}/D_{в})/(q_{ср}F_{ср}/D_{ср}) = (q_{в}/q_{ср})[1/D_{в}/D_{ср}](F_{в}/F_{ср}).$$

Величина $q_{в}/q_{ср}$ характеризует тепловую неравномерность витка, а величина $D_{в}/D_{ср}$ — его гидравлическую неравномерность. Обозначая эти величины соответственно через n_m и n_2, получаем

$$j = (n_m/n_2)(F_{в}/F_{ср}),$$

т. е. тепловая разверка вызывается как тепловой, так и *гидравлической неравномерностью.* Тепловая неравномерность параллельно включенных труб обусловлена в основном неодинаковыми условиями их обогрева, зависящими от эксплуатационных факторов (зашлаковывание отдельных групп витков, смещение ядра факела и возникновение температурных перекосов в топке и газоходах и др.), и от конструктивных особенностей и компоновки отдельных элементов котельного агрегата (топочной камеры, горелочных устройств и др.). Гидравлическая неравномерность обусловлена главным образом неодинаковыми гидравлическими сопротивлениями вследствие различной степени шероховатости стенок труб, неодинаковой их длины и конфигурации, а также изменением их тепловой нагрузки по эксплуатационным причинам.

В испарительных поверхностях нагрева тепловая разверка может явиться результатом гидродинамической нестабильности в работе параллельных труб. Анализ изменения гидравлического сопротивления парообразующей трубы при постоянном ее обогреве и увеличение подачи в нее не догретой до кипения воды показывают, что гидродинамическая характеристика трубы может быть выражена уравнением

$$\Delta p = AG^3 - BG^2 + CG, \qquad (7.4)$$

где A, B, и C — постоянные коэффициенты, зависящие от давления смеси, интенсивности обогрева, энтальпии жидкости на входе в трубу, ее диаметра и длины.

В общем случае решение уравнения (7.4) может дать три действительных корня. Такая гидродинамическая характеристика (рис. 7.7) называется неустойчивой, так как одному и тому же гидравлическому давлению (см. рис. 7.7, точки *1, 2, 3*) соответствуют три различных значения расхода разной степени сухости пара *X*. Для надежной работы котла необходимо сделать характеристику трубных пучков устойчивой, т. е. такой, у которой каждому значению гидравлического сопротивления соответствует только одно значение расхода. Для устойчивой работы трубных пучков используют дополнительное сопротивление в виде дроссельных шайб, устанавливаемых на входе в трубы. Гидравлическое сопротивление шайбы суммируется с сопротивлением витка, и гидродинамическая характеристика его становится устойчивой. Чем больше сопротивление устанавливаемой дроссельной шайбы, тем гидродинамическая характеристика его становится круче.

Требуемая степень дросселирования в основном определяется исходной гидродинамической характеристикой витка. Влияние установки шайб на изменение гидродинамической характеристики показано на рис. 7.8. Дроссельные шайбы помимо выравнивания гидродинамической характеристики устраняют

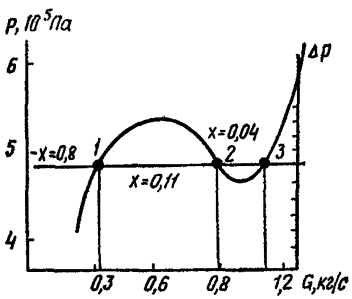


Рис. 7.7. Неустойчивая гидродинамическая характеристика трубы

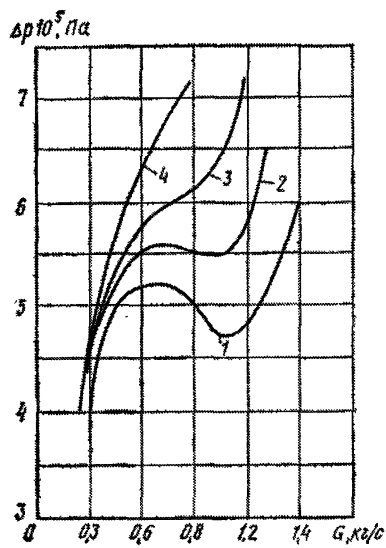


Рис. 7.8. Влияние установки шайб на изменение гидродинамической характеристики трубы

1 — обогреваемая труба без шайбы; *2* — то же, при установке шайбы, $d = 10$ мм; *3* — то же, $d = 7$ мм; *4* — то же, $d = 5$ мм

также пульсации потока, возникающие при некоторых гидродинамических и тепловых характеристиках испарительных труб и вызывающие образование кольцевых трещин в трубах. Для устранения пульсации потока применяют большее дросселирование по сравнению с тем, которое требуется для стабилизации гидродинамической характеристики витка.

Глава 8. ВОДЯНОЕ ХОЗЯЙСТВО И ВОДНЫЙ РЕЖИМ ПАРОВЫХ И ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОВ

8.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Правильная организация водного режима котла имеет очень большое значение для его бесперебойной и экономичной работы. В питательную воду поступают различные примеси, в том числе соединения кальция и магния, окислы железа, алюминия и др. Главным источником их проникновения являются: присосы сетевой воды через неплотности в теплофикационных подогревателях; недостаточно высокое качество дистиллята и особенно химически очищенной воды, качество которой определяется составом воды и методом ее очистки. Наличие примесей в питательной воде приводит к образованию отложений на поверхностях нагрева паровых и водогрейных котлов и к нарушению их нормальной работы, ухудшению качества пара и воды и к интенсивному протеканию коррозионных процессов, могущих в сравнительно короткое время вывести из строя оборудование. Поэтому для бесперебойной и экономичной работы котла большое значение имеет правильная организация водного режима, которая обеспечивает высокую степень чистоты пара и воды, предотвращает образование отложений на поверхностях нагрева и защищает от коррозии.

В котловой воде, представляющей собой водный раствор разнообразных химических соединений, протекают сложные физико-химические процессы, в результате которых происходит выпадение из раствора твердой фазы либо непосредственно на поверхностях нагрева, либо в объеме котловой воды. В первом случае процесс называют накипеобразованием, в результате которого образуются твердые отложения на поверхности металла. Во втором случае твердые осадки образуются в объеме воды в

виде взвешенных частиц. В последующем слипание и уплотнение этих частиц образуют шлам и превращаются в рыхлые массы, не прикипающие к поверхности нагрева, и легко выводятся из котла путем его продувки либо прикипают к поверхностям нагрева, образуя вторичные отложения.

Выпадение твердой фазы из котловой воды может происходить вследствие: а) реакций между различными веществами, находящимися в воде; б) понижения растворимости некоторых солей с повышением температуры (соли с отрицательным коэффициентом растворимости); в) повышения концентрации солей при кипении воды. Протекание в нагреваемой и испаряемой воде реакций между различными соединениями, находящимися в ней, может привести к образованию и выпадению из раствора труднорастворимых веществ. Таковыми являются сульфат кальция $CaSO_4$, карбонаты $CaCO_3$ и $MgCO_3$, гидрокарбонаты $Ca(HCO_3)_2$ и $Mg(HCO_3)_2$, силикаты $CaSiO_3$ и $MgSiO_3$, гидроокиси $Ca(OH)_2$ и $Mg(OH)_2$ и т. п.

Выделение твердой фазы из раствора происходит главным образом при упаривании воды, которое сопровождается таким повышением концентрации солей, при котором раствор приближается к состоянию насыщения. Понижение растворимости некоторых веществ с повышением температуры также приводит к их выпадению в осадок. К таким веществам относятся труднорастворимые соли кальция и магния, характеризующиеся отрицательным коэффициентом растворимости. Зависимость растворимости некоторых соединений кальция и магния от температуры показана на рис. 8.1 и 8.2.

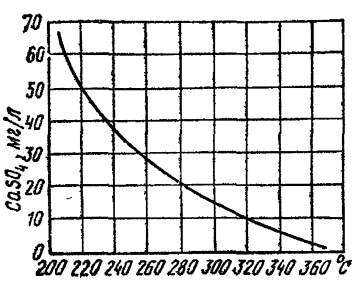


Рис. 8.1. Растворимость сульфата кальция в воде при температуре от 200 до 360 °С

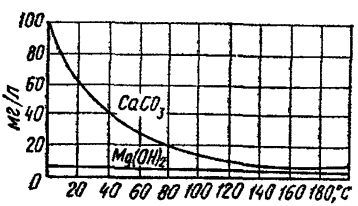


Рис. 8.2. Растворимость карбоната кальция и гидрата окиси магния в воде при температурах от 0 до 200 °С

Образующиеся в котлах отложения различаются физическими свойствами и химическим составом. Основными физико-механическими показателями отложений являются пористость, твердость и теплопроводность. *Пористость* отложений (в %) характеризует долю объема, занятую порами и трещинами. *Твердость* отложений весьма различна. Для некоторых видов накипей она приближается к твердости эмали и стекла. По пористости и твердости накипи судят о возможности удаления их с поверхностей нагрева механическими способами. *Теплопроводность* накипных отложений зависит от структуры отложений и их химического состава. Так как коэффициент теплопроводности накипи независимо от ее химического состава очень низок, то даже очень тонкий слой накипи приводит к резкому увеличению температуры стенки, а следовательно, к ее перегреву и повреждению. Вследствие этого образование отложений на внутренних поверхностях нагрева современных агрегатов, работающих с высокими тепловыми нагрузками, недопустимо и может привести к очень серьезным последствиям. Для обеспечения нормальной работы современных паровых и водогрейных агрегатов должен быть обеспечен *безнакипный режим*. Добиться этого можно путем устранения присосов сетевой воды, повышения качества дистиллята и химически очищенной воды, следовательно, повышением качества питательной воды.

8.2. ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВОДЫ

Важнейшим рабочим телом кроме топлива в котлах и системах теплоснабжения является вода. Она используется для различных целей: выработки пара и получения горячей воды; в качестве теплоносителя в системах отопления и горячего водоснабжения; для охлаждения ряда вспомогательных механизмов (подшипники дымососов и насосов); для удаления золы в системах гидрозолоудаления при сжигании твердого топлива; для промывки и обмывки трубных элементов поверхностей нагрева. Надежная и экономичная работа котлоагрегатов в значительной степени зависит от качества воды, применяемой для ее питания. Растворимые в воде примеси образуют в процессе работы котла на внутренних стенках труб отложения (накипь), которые проводят тепло в 80—100 раз хуже стали, что ухудшает теплообмен и вызывает перерасход топлива на 5—8 %, а при толщине отло-

жений около 1 мм вызывает значительное повышение температуры наружной стенки трубы, что может привести к перегреву, образованию вспучин и разрывов кипятильных труб. Растворимые в воде газы (кислород, углекислый газ) вызывают коррозию внутренних поверхностей нагрева, возрастающую с увеличением рабочего давления.

В цикле котлоагрегата вода на различных стадиях процесса имеет различные названия: 1) *исходная вода*, получаемая непосредственно из источников водоснабжения (река, пруд, озеро, артезианская скважина, городской или поселковый водопровод) и подвергаемая дальнейшей обработке; 2) *подпиточная вода* — специально приготовляемая в установках химической очистки воды и предназначаемая для питания парового и водогрейного котла дополнительно к возвращаемому конденсату; 3) *питательная вода* — подаваемая питательными насосами в паровой котел; она является смесью возвращаемого конденсата и подпиточных вод; 4) *котловая вода*, циркулирующая в контуре котла; 5) *сетевая вода*, циркулирующая в тепловой сети и в контуре водогрейного котла.

В отопительных и производственных котельных поступающая из водопровода, артезианских скважин или водоемов вода после очистки от взвешенных и растворенных примесей расходуется на восполнение потерь пара, конденсата, сетевой воды, а также на собственные нужды котельной, включая техническое водоснабжение.

При производстве пара потери воды происходят непосредственно в котельной за счет расхода пара на собственные нужды: продувку котлоагрегатов, очистку и обдувку его поверхностей, нагрев, деаэрацию воды, подогрев и распыление мазута, привод насосов, утечки через неплотности. Потери конденсата происходят из-за принятия технологического решения, не обеспечивающего возможность его полного возврата, а также за счет загрязнения его вследствие несовершенства теплообменных аппаратов.

В водогрейных котельных потери воды происходят при деаэрации, обмывке поверхностей нагрева котла, разогреве мазута, утечках через неплотности, а также в системах теплоснабжения. Если используется открытая система теплоснабжения, то к потерям добавляется расход воды на горячее водоснабжение.

Комплекс специальных устройств, обеспечивающих очистку воды, необходимой для возмещения расходов воды и пара на по-

крытие потерь и другие нужды котельной установки, называется водоподготовкой.

При использовании воды для применения в тепловых схемах котельных установок необходимо знать показатели качества воды, определяющие ее пригодность. К числу важнейших показателей качества воды относятся: содержание взвешенных веществ, сухой остаток; общая жесткость и ее составляющие, ионный состав, концентрация водородных ионов (водородный показатель), окисляемость, содержание растворенных газов, и др.

В природных водах взвешенные вещества содержатся в виде частиц песка, отмершей растительности и глинистой суспензии. В обрабатываемой и котловой воде взвешенные вещества содержатся в виде шлама, в состав которого входят плохо растворимые вещества $Mg(OH)_2$, $CaCO_3$, $Fe(OH)_2$ и некоторые другие.

Объемная концентрация вещества C_v определяется количеством миллиграммов (микрограммов) вещества, содержащихся в единице объема (литре) воды.

$$C_v = g/V, \text{ (мг/л или мкг/л)}.$$

Молярная концентрация вещества $C_м$ показывает, сколько миллиграмм-молей (микрограмм-молей) данного вещества растворено в 1 литре раствора:

$$C_м = C_v/M = g/V \cdot M, \text{ (мг-моль/л или мкг-моль/л)},$$

где M (мг/мг-моль или мкг/мкг-моль) — молекулярная масса вещества.

В водоподготовке концентрация растворов выражается не числом молей, а числом эквивалентных масс вещества в 1 л раствора.

Эквивалентной массой данного вещества называется его количество, выраженное в миллиграмм-молях, отнесенное к его валентности в данной реакции (или переходу одного электрона). Т. е. миллиграмм-эквивалентом $Э$ называется количество вещества в миллиграммах, отвечающее его эквивалентной массе. Для нахождения эквивалентной массы $Э$ (мг/мг-экв) необходимо молекулярную массу вещества M (мг/мг · моль) разделить на его валентность n в данной реакции:

$$Э \text{ (мг/мг-экв)} = M/n,$$

тогда концентрация раствора в эквивалентных единицах (количество растворенных эквивалентных масс) определяется от-

ношением объемной концентрации C_v (мг/л) к эквивалентной массе $Э$ (мг/мг-экв) вещества:

$$C = C_v / Э \text{ (мг-экв /л)}.$$

По **прозрачности** определяют содержание взвешенных в воде частиц (мг/л), хотя прозрачность воды зависит не только от их концентрации, но и от размера, формы, цвета.

Сухой остаток — суммарное количество растворенных в воде нелетучих молекулярно-дисперсных и коллоидных веществ минерального и органического происхождения. Сухой остаток (мг/л) определяется путем выпаривания свободной от взвешенных веществ пробы и высушивания свободного остатка при 105—110 °С до постоянной массы.

Минеральный остаток (общее солесодержание) можно определить суммированием катионов и анионов, полученных в результате полного химического анализа воды.

Жесткость — показатель, определяющий суммарную концентрацию в воде катионов кальция и магния, т. е. катионов-накипеобразователей, выраженную в эквивалентных единицах (мг-экв/л или мкг-экв/л).

Общая жесткость воды $Ж_о$, мг-экв/л, определяется суммарным содержанием в воде Ca^{2+} (кальциевая жесткость) и Mg^{2+} (магниевая жесткость).

Карбонатной жесткостью $Ж_к$ называется часть общей жесткости, эквивалентная концентрации бикарбонат-ионов HCO_3^-.

Некарбонатной жесткостью $Ж_{НК}$ называется разность между карбонатной и общей жесткостью.

Наличие в воде бикарбонатов $Ca(HCO_3)_2$ и $Mg(HCO_3)_2$ обусловливает карбонатную жесткость, а наличие в воде хлоридов, сульфатов и некарбонатных солей кальция и магния ($CaCl_2$, $MgCl_2$, $CaSO_4$, $CaSiO_3$, $MgSiO_3$) — некарбонатную жесткость.

Щелочность — показатель, определяющий содержание в воде гидроксильных ионов OH^-, анионов слабых кислот $HCO_3^-, CO_3^-, PO_4^{3-}, SiO_3^{3-}$ и других, связанных с катионами Na^+, K, Ca^{2+}, Mg^{2+}, которые при диссоциации образуют сильные щелочи и придают раствору щелочной характер.

Общей щелочностью воды $Щ_о$, мг-экв/л, называется сумма содержащихся в ней гидроксильных ионов и анионов слабых кислот. Общую щелочность можно определить титрованием пробы воды соляной кислотой в присутствии сначала фенолфталеина,

а затем метилоранжа. В природных водах щелочность обусловливается присутствием карбонатов, бикарбонатов, гидратов, гуматов, поэтому различают:

гидратную щелочность $Щ_г$, обусловленную концентрацией в воде гидроксильных ионов OH^-;

карбонатную щелочность $Щ_к$, обусловленную концентрацией в воде карбонатных ионов CO_3^{2-};

бикарбонатную щелочность $Щ_в$, обусловленную концентрацией в воде бикарбонатных ионов HCO_3^-.

Относительной щелочностью $Щ_{от}$ называется общая щелочность котловой воды в пересчете на NaOH, отнесенная к сухому остатку и выраженная в процентах:

$$Щ_{от} = \frac{Щ_о \cdot 40 \cdot 100}{S},$$

где $Щ_о$ — общая щелочность воды, мг-экв/л; S — сухой остаток воды, мг/л; 40 — эквивалент NaOH, мг/мг-экв.

Водородный показатель. Степень *диссоциации молекул* воды на ионы

$$H_2O \leftrightarrow H^+ + OH^-$$

оценивается ионным произведением воды, являющимся произведением концентраций, г-ион /л, $K_В = C_{OH^-} \cdot C_{H^+}$, которое при данной температуре является величиной постоянной. Так, при 298 К ионное произведение воды $K_В = 10^{-14}$, а реакция воды будет нейтральной, если $C_{H^+} = C_{OH^-}$, г-ион/л, т. е.

$$C_{H^+} = C_{\overline{OH}} = \sqrt{K_в} = 10^{-7}.$$

В кислой среде $C_{H^+} > 10^{-7}$, а в щелочной среде $C_{H^+} < 10^{-7}$. Концентрация $C_{\overline{OH}}$ для характеристики щелочной реакции среды будет соответственно изменяться по обратной зависимости. Реакция среды определяется *водородным показателем* воды pH, под которым подразумевается антилогарифм концентраций ионов водорода, т. е.

$$pH = -\lg C_{H^+}.$$

Условие нейтральности водного раствора или воды будет определяться значением pH = 7, кислая среда pH < 7 (т. е. pOH > 7), щелочная pH > 7 (т. е. pOH < 7).

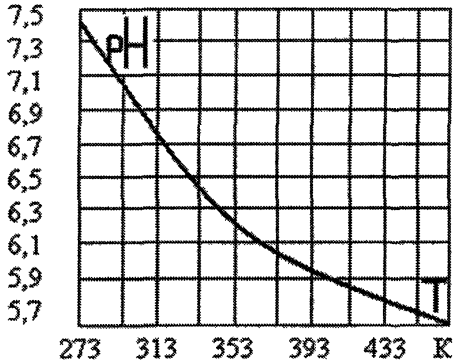


Рис. 8.3. Зависимость pH чистой воды от температуры

Принято считать, что среда при: pH < 3 — сильнокислая; 3 < pH < 7 — слабокислая; 7< pH < 10 — слабощелочная; 10 < pH — сильнощелочная.

Для чистой воды водородный показатель зависит от ее температуры, с ростом которой (рис. 8.3) численное значение pH уменьшается, т. е. вода приобретает слабокислую реакцию, что имеет существенное значение для оценки изменения свойств воды в паро- и теплогенерирующем оборудовании.

Ионный состав воды определяют растворенные в ней соли, которые в той или иной степени диссоциированы на ионы. Вода как электролит является электрически нейтральной, так как сумма положительно заряженных ионов (катионов) всегда равна сумме отрицательно заряженных ионов (анионов).

При использовании воды в качестве теплоносителя в котельных установках и тепловых сетях значительный интерес представляют растворенные в ней газы, которые могут стать причиной коррозии металла. К числу таких газов относятся кислород, углекислота, сероводород, аммиак. Главным коррозионно-активным агентом является растворенный в воде кислород.

В природных водах углекислота встречается в виде свободной CO_2 (растворенный в воде газ), полусвязанной HCO_3^- (бикарбонатные ионы) и связанной углекислоты CO_3^{2-} (карбонатные ионы). Наличие в воде углекислоты в том или ином виде зависит от температуры, pH среды и пр. Для поддержания определенной концентрации бикарбонатных ионов в растворе не-

обходимо присутствие свободной углекислоты в концентрации, называемой равновесной. Если количество свободной углекислоты в воде больше ее равновесной концентрации, то избыток CO_2 называют агрессивной углекислотой, вызывающей коррозию металла.

8.3. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К КАЧЕСТВУ ПАРА, ПИТАТЕЛЬНОЙ, ПОДПИТОЧНОЙ И КОТЛОВОЙ ВОДЫ

В соответствии с действующими правилами Ростехнадзора докотловая обработка воды должна предусматриваться:

для всех котлов паропроизводительностью более 0,7 т/ч;

для котлов, имеющих экранные поверхности нагрева, независимо от паропроизводительности и давления;

для неэкранированных котлов, сжигающих высококалорийное топливо (газ, мазут);

для всех водогрейных котлов.

Для неэкранированных котлов паропроизводительностью менее 0,7 т/ч и давлением пара до 1,4 МПа, работающих на твердом топливе, допускается внутрикотловая обработка воды. В этих случаях жесткость питательной воды не должна превышать 3 мг-экв/л.

Магнитная обработка воды допускается для паровых чугунных секционных котлов при питании их исходной водой с преимущественно карбонатной жесткостью и при надежном удалении шлама.

Магнитная обработка воды для водогрейных чугунных секционных котлов при закрытой системе теплоснабжения допускается при соблюдении следующих условий: а) подогрев воды в котле не выше 95 °С; б) омагничивание подпиточной воды и восстановление магнитных свойств воды, циркулирующей в системе; в) карбонатная жесткость исходной воды не более 9 мг-экв/л; г) содержание железа Fe^{2+} не более 0,3 мг/л.

Для паровых котлов общую щелочность и сухой остаток питательной воды не нормируют. Они обусловливаются выбранными методами обработки в соответствии с допустимыми размерами продувки котлов и качеством исходной воды (табл. 8.1).

Таблица 8.1. **Показатели качества питательной воды для паровых котлов при докотловой обработке**

Показатели	Нормы для котлов с давлением, МПа		
	до 1,4	до 2,4	до 4,0
Содержание взвешенных частиц, мг/л	5	5	Не допускается
Общая жесткость, мг-экв/л	20/15	15/10	10/5
Содержание соединений железа, мкг/л	Не нормируется	200/100	100/50
Содержание соединений меди, мкг/л	Не нормируется		Не нормируется/10
Содержание растворенного кислорода, мкг/л	50/30	50/20	20/20
Значение pH при $t = 25$ °С	8,5—9,5		
Содержание свободной углекислоты, мкг/л	Не допускается		
Содержание масел, мг/л	3	3	0,6

Примечание. Перед косой чертой указаны значения для котлов, работающих на твердом топливе с локальным тепловым потоком 350 кВт/м^2, а после черты — для котлов, работающих на газе и жидком топливе, а также для котлов, работающих на твердом топливе с локальным тепловым потоком более 350 кВт/м^2.

Качество насыщенного и перегретого пара должно отвечать нормам, приведенным в табл. 8.2.

Таблица 8.2. **Нормы качества насыщенного и перегретого пара**

Показатели	Нормы для котлов, работающих при давлении, МПа	
	1,4	2,4
Содержание оксидов азота (в пересчете на N_2O_4), мкг/кг	1000*	500*
Содержание свободной углекислоты, мкг/кг	20**	20**
Содержание свободного аммиака, не связанного с углекислотой, мкг/кг	Не допускается	

* Для котлов без пароперегревателей допускается влажность пара до 1 % (солесодержание не нормируется).

** Для установок, не имеющих разветвленной системы конденсатопроводов у потребителей пара и большого количества теплообменной аппаратуры, допускается содержание свободной углекислоты в паре до 100 мг/кг (централизованное потребление пара с вентиляцией паровых объемов теплоиспользующих аппаратов).

При эксплуатации паровых котлов и при выборе схем водоподготовки качество котловой (продувочной) воды нормируют по общему солесодержанию (сухому остатку) (табл. 8.3). Допустимое солесодержание устанавливается заводом-изготовителем в зависимости от конструкции сепарационных устройств, которыми оборудован котел.

По данным Бийского котельного завода, солесодержание котловой воды в котлах с одноступенчатым испарением не должно превышать 1500 мг/л (котел с пароперегревателем) и 3000 мг/л (котел без пароперегревателя), а в котлах с двухступенчатым испарением и выносными ступенями — 1500 в первой ступени испарения и 6000—10 000 мг/л во второй ступени испарения (см. п. 8.9).

Таблица 8.3. Расчетные нормы качества котловой воды при внутрикотловой обработке

Котлы	Сухой остаток, мг/л	Щелочность мг-экв/л	Шламосодержание, мг/л
Водотрубные:			
без нижних барабанов и грязевиков	2500	11	2000
с нижними барабанами	4000	16	12 000
с грязевиками	4500	18	20 000
Жаротрубные	16 000	25	7000

Для подпиточной воды тепловых сетей и водогрейных котлов нормы качества сетевой (подпиточной) воды устанавливаются в зависимости от рабочей температуры и типа системы теплоснабжения (табл. 8.4).

8.4. ВНУТРИКОТЛОВАЯ ОБРАБОТКА ВОДЫ

Внутрикотловая обработка воды осуществляется путем ввода в котел щелочных реагентов, которые в сочетании с подогревом воды в котле вызывают осаждение солей жесткости в виде нерастворимых соединений $CaCO_3$ и $Mg(OH)_2$.

В качестве реагентов могут использоваться едкий натр, кальцинированная сода, тринатрийфосфат в зависимости от состава исходной воды и требований к составу котловой воды. Если $Щ_{ив} > Ж_к$ и $Ж_к = Ж_о = Ж_{Ca}$, то для умягчения такой воды достаточно ее подогрева в котле (термоумягчение), при $Щ_{ив} = Ж_{Ca}$

Таблица 8.4. **Показатели качества подпиточной воды**

Показатели качества воды	При открытом водоразборе		При отсутствии открытого водоразбора		Вода для местных систем горячего водоразбора до 75 °С
	Температура подогрева подпиточной воды, °С				
	100	150	100	150	
Содержание кислорода, мг/л	0,05	0,05	0,05	0,05	Не нормируется
pH	7—8,5	7—8,5	7—9	7—9	по ГОСТ 2874—82
Содержание взвешенных веществ, мг/л	5	5	5	5	5
Карбонатная жесткость, мг-экв/л	0,7—0,9	0,4—0,5	0,7—0,9	0,4—0,5	Нормируется по индексу стабильности

в котел следует добавлять только едкий натр, при $2Щ_{ив} < Ж_{Ca}$ следует дозировать едкий натр и соду.

Внутрикотловая обработка должна обязательно сопровождаться периодическим или непрерывным удалением из котла шлама (продувкой). Поддержание в котловой воде солесодержания, щелочности и допустимого количества шлама должно отвечать нормам качества котловой воды (см. п. 8.4 и табл. 8.3).

Магнитный метод является разновидностью внутрикотловой обработки воды при применении его для чугунных паровых котлов при температуре не более 100 °С. Метод может быть рекомендован в основном для воды с карбонатной жесткостью до 10 мг-экв/л.

8.5. СПОСОБЫ И СХЕМЫ ВОДОПОДГОТОВКИ

8.5.1. Докотловая подготовка воды. Основными способами докотловой обработки воды являются: коагуляция и осветление, осаждение, магнитный метод, обработка путем ионного обмена.

Поверхностные воды требуют удаления грубой (частицы размером до 10^{-3} мм), тонкой (10^{-3}—10^{-11} мм) взвеси коллоидно-дисперсных веществ (10^{-6}—10^{-11} мм) и цветности. Песок, глина, животные и растительные остатки образуют грубую

и тонкую взвеси. Органические вещества, окислы металлов, кремнекислые соединения могут находиться в коллоидном состоянии.

Процесс удаления из воды тонкой взвеси путем ввода специальных реагентов называется коагуляцией. Методы и оборудование для коагуляции и осветления воды выбирают в зависимости от характера и величины загрязнений (табл. 8.6).

Таблица 8.6. **Методы обработки поверхностных вод**

Показатель исходной воды	Вид обработки	Основное оборудование
Содержание взвешенных веществ, мг/л:		
до 50	Фильтрование	Механические однослойные (вертикальные и горизонтальные) фильтры с загрузкой антрацита с крупностью 0,6—1,4 мм, высота слоя загрузки $H = 1000$ мм
до 100	Фильтрование для удаления тонкой взвеси, фильтрование с коагуляцией	Механические фильтры с двухслойной загрузкой (антрацит и кварцевый песок); загрузка крупностью соответственно 0,7—1,7 и 0,5—1,2 мм. Высота загрузки каждого слоя 600—500 мм
более 100	Осветление с последующим фильтрованием	Осветлители для коагуляции с последующим фильтрованием через однослойные механические фильтры

Для осуществления процесса коагуляции применяются следующие реагенты: сернокислый алюминий $Al_2(SO_4)_3 \cdot 12H_2O$, сернокислое железо $FeSO_4 \cdot 7H_2O$, хлорное железо $FeCl_2 \cdot 6H_2O$.

Наибольшее распространение при коагуляции получил сернокислый алюминий, однако его применение ограничивается величиной pH обрабатываемой воды 6,5—7,5. В более щелочной среде образуется легкорастворимый алюминат натрия, поэтому при известковании в качестве коагулянта применяют сернокислое или хлорное железо, допустимые колебания pH в пределах 4—10.

К методам обработки воды путем осаждения относятся известкование, известково-содовый, термический методы.

Грубые и частично тонкие взвеси, а также воды после процесса коагуляции и осаждения осветляются (фильтруются) в механических фильтрах. Устройство осветлительного фильтра представлено на рис. 8.4.

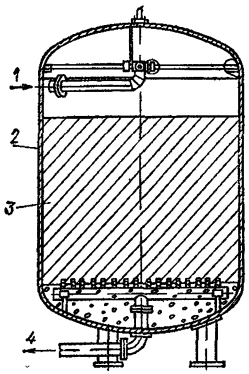


Рис. 8.4. Схема осветлительного фильтра

1 — подача воды на очистку; *2* — корпус фильтра; *3* — слой зернистого материала; *4* — выход очищенной воды

Известкование основано на связывании ионов, подлежащих удалению, в малорастворимые соединения, осаждаемые в виде шлама. Основное назначение известкования — удаление из воды связанной и свободной углекислоты, снижение щелочности и сухого остатка исходной воды с одновременным ее умягчением.

Известкование, совмещенное с коагуляцией, позволяет обезжелезить поверхностные воды, удалять органические вещества.

Процесс известкования осуществляют в осветлителях, при этом перед осветлителями воду необходимо подогревать до 30—40 °С.

Применение известково-содового метода позволяет осаждать соли жесткости совместно известью и содой. При этом протекают те же реакции, что и при известковании: магний удаляется полностью, а кальциевые соли некарбонатной жесткости удаляются содой:

$$CaCl_2 + Na_2CO_3 \rightarrow CaCO_3\downarrow + 2NaCl,$$
$$CaSO_4 + Na_2CO_3 \rightarrow CaCO_3\downarrow + Na_2SO_4.$$

Этот метод применяют для вод, в которых общая жесткость больше щелочности исходной воды.

Термический метод осаждения эффективен при нагревании исходной воды до температуры кипения и энергичном ее перемешивании. При этом протекают реакции разложения солей карбонатной жесткости:

$$Ca(HCO_3)_2 \rightarrow CaCO_3\downarrow + H_2O + CO_2\uparrow,$$
$$Mg(HCO_3)_2 \rightarrow Mg(OH)_2\downarrow + 2CO_2\uparrow.$$

Термический метод осаждения применяется в тех случаях, когда не требуется глубокого умягчения воды и когда в исходной воде содержится в основном бикарбонат кальция, поскольку выпадение в осадок $Mg(OH)_2$ происходит очень медленно. Содержание в исходной воде органических веществ тормозит процесс кристаллизации и выпадение шлама. Это в значительной степени снижает эффективность термического метода. Указанные ограничения делают метод практически малоприемлемым.

В последнее время широкое распространение получили физические методы водоподготовки — магнитный и ультразвуковой. Применяются также электролиз и обратный осмос.

Обработка воды **магнитным способом** заключается в воздействии магнитных полей на поток воды. При этом вода после воздействия магнитного поля при нагреве ее в котле не дает никаких отложений накипи и соли жесткости выпадают в виде шлама.

При обработке воды магнитным полем концентрация растворенных газов (O_2 и CO_2) и окислов железа в ней снижается, т. е. уменьшение концентрации кислорода под влиянием магнитного поля является одним из способов торможения электрохимических процессов, а следовательно, и коррозии металлов.

К качеству воды, подлежащей обработке, предъявляются определенные требования. Вода не должна содержать механических примесей соединений железа больше установленных норм и агрессивной двуокиси углерода. Концентрация двуокиси углерода в природной воде определяется в значительной степени значением карбонатной жесткости. При карбонатной жесткости до 2,0—2,5 мг-экв/л почти вся растворенная в воде двуокись углерода по содержанию превышает равновесную и является агрессивной. С повышением карбонатной жесткости концентрация равновесной двуокиси углерода возрастает, а агрессивной — падает. Такая вода по карбонату кальция может быть пересыщена, т. е. нестабильна при нормальных условиях (это требуется по условиям обработки воды магнитным полем).

Солесодержание исходной воды не имеет большого значения, но для вод с $S_{ив} = 100$ мг/л и ниже и $Ж_К \leq 1{,}5$ мг-экв/л применение магнитной обработки малоэффективно и нецелесообразно.

Содержание окислов железа не должно превышать 0,4—0,5 мг/л во избежание значительных отложений в межполюсном пространстве, что вызывает образование «мостиков», шунтирующих магнитное поле.

Для достижения необходимого эффекта при магнитной обработке воды нужно удалять образующийся шлам. Шлам обычно удаляется продувкой. При магнитной обработке наиболее экономичной и эффективной является нижняя продувка, если продувочное устройство примыкает непосредственно к грязевику.

Для обработки воды магнитным полем наиболее широко применяются аппараты ПМУ с постоянными магнитами и АМО-УХЛ4 с электромагнитами (табл. 8.7).

Одним из способов физического метода водоподготовки воды является ультразвуковой с применением ультразвуковых колебаний (20—40 кГц) для предотвращения накипеобразования в паровых котлах низкого давления.

Таблица 8.7. **Технические характеристики электромагнитных аппаратов АГИО-25УХЛ4 и АМО-200УХЛ4**

Параметры	АМО-25УХЛ4	АМО-200 УХЛ4
Расход воды, $м^3/ч$	25	200
Скорость воды, м/с	1,25	1,4
Максимальная напряженность магнитного поля в зазоре, А/м (Э)	$2{,}4 \cdot 10^5$ (3000)	$1{,}6 \cdot 10^5$ (2000)
Площадь сечения для прохода воды, $м^2$	$56{,}5 \cdot 10^{-4}$	$380 \cdot 10^{-4}$
Максимальная потребляемая мощность, Вт	350	500
Температура обрабатываемой воды, °С	50	40
Масса аппарата, кг	66,5	325

Механическое воздействие ультразвуковых волн на процессы накипеобразования проявляется при вибрациях металлической поверхности, контактирующей с котловой водой. При воздействии сил инерции на растущий кристалл, а также при разрушающем действии поперечных волн на границе кристаллических связей прочность связи внутри накипи, между накипью и металлом нарушается и образуются микротрещины в накипи.

Капиллярный эффект существенно увеличивает скорость проникания воды к поверхности нагрева, где она мгновенно испаряется, вызывая вспучивание и отслаивание накипи. Отслоившиеся чешуйки накипи, скапливающиеся в нижней части котла, удаляются периодической продувкой.

Большую роль играют содержащиеся в воде газовые пузырьки. Колеблющийся с ультразвуковой частотой пузырек попадает

в трещину между металлом и накипью и нарушает сцепление накипи со стенкой.

Обработка котловой воды комплексонами может обеспечить безнакипный и бесшламовый режимы котловой воды, а при некоторых условиях — и бескоррозионный. В качестве представителя этого класса веществ можно привести достаточно широко применяющуюся этилендиаминтетрауксусную кислоту (ЭДТА), двузамещенная натриевая соль которой получила название «трилон Б».

Процесс состоит в том, что в обрабатываемую воду вводят $\leq 1{,}5$ %-ный раствор трилона Б, предварительно подщелоченный NaOH или NH_4OH до pH = 8,5. Этот комплексон связывает катионы накипеобразователей в прочное, хорошо растворимое соединение сложного строения (комплексонат). В результате шламо- и накипеобразующие соединения не возникают, чем и обеспечивается безнакипный режим работы котельных агрегатов, а также в обрабатываемой воде связываются содержащиеся в ней железо и медь в растворимые комплексы.

Расход комплексона в значительной мере зависит от жесткости обрабатываемой воды, ее расхода и концентрации железа и меди. Комплексонная обработка воды ограничена значениями водородного показателя воды pH < 11.

Ионные методы обработки воды основаны на способности некоторых практически нерастворимых в воде материалов (ионитов) вступать в ионный обмен с растворимыми в воде солями, сорбируя из обрабатываемой воды одни ионы и отдавая в обрабатываемый раствор эквивалентное количество других ионов, которыми ионит периодически насыщается при регенерации.

Катиониты при регенерации их растворами NaCl, H_2SO_4, NH_4Cl способны обменивать содержащиеся в них катионы (соответственно Na^+, H^+ или NH_4^+) на катионы обрабатываемой воды. Этот процесс называется **катионированием**.

Аниониты при регенерации их щелочью NaOH, содой Na_2CO_3 или поваренной солью NaCl насыщаются соответственно анионами OH^-, CO_3^{2-} или Cl^- и затем обменивают их на анионы, содержащиеся в обрабатываемой воде. Этот процесс называется **анионированием**.

Рассмотрим четыре наиболее распространенных метода обработки воды путем ионного обмена: натрий-катионирование, натрий-хлор-ионирование, водород-катионирование и параллельное водород-натрий-катионирование.

При натрий-катионировании обменным катионом является натрий. При фильтровании жесткой воды через слой натрий-катионита происходит обмен катионов натрия на кальций и магний, что может быть представлено следующими реакциями:

$$2NaКат + Ca(HCO_3)_2 \rightarrow CaКат_2 + 2NaHCO_3;$$
$$2NaКат + Mg(HCO_3)_2 \rightarrow MgКат_2 + 2NaHCO_3;$$
$$2NaКат + CaCl_2 \rightarrow CaКат_2 + 2NaCl;$$
$$2NaКат + MgSO_4 \rightarrow MgКат_2 + 2Na_2SO_4,$$

где Кат — катионит (сульфоуголь, КУ-1, КУ-2 и др.).

Как видно из приведенных реакций, вместо кальциевых и магниевых солей в обрабатываемой воде образуется эквивалентное количество хорошо растворимых натриевых солей, изменяется только катионный состав обрабатываемой воды. Присутствующие в ней анионы HCO_3^-, SO_4^{2-}, Cl^-, NO_3^- и др. переходят в обработанную (умягченную) воду. Следовательно, щелочность обрабатываемой воды не уменьшается, что относится к недостатку натрий-катионитного процесса. Происходит лишь более или менее полная замена катионов Ca^{2+} и Mg^{2+} натрием, вследствие чего жесткость натрий-катионированной воды снижается до 10—15 мкг-экв /л и ниже, а сухой остаток несколько возрастает. Метод натрий-катионирования рекомендуется применять, если не требуется снижения бикарбонатной щелочности и допустимо увеличение солесодержания обрабатываемой воды за счет обмена кальция и магния на натрий.

Для получения глубокоумягченной воды с $Ж_О < 0{,}02$ мг-экв/л (с одновременной экономией расхода соли) требуется двухступенчатое натрий-катионирование.

После замены всех обменных катионов натрия катионами кальция и магния катионит истощается, т. е. теряет способность умягчать воду. В связи с этим можно сказать, что свежий катионит обладает некоторой емкостью по отношению к поглощаемым катионам, которая называется **рабочей обменной емкостью** и обозначается $e_р$. Она измеряется количеством грамм-эквивалентов катионов, поглощаемых 1 м³ катионита, т. е. г-экв/м³. Следовательно, катионит теряет способность умягчать воду после того, как величина $e_р$ будет полностью исчерпана.

Для восстановления рабочей обменной емкости необходимо удержанные катионы удалить из него и заменить обменным

катионом натрия. Этот процесс называется **регенерацией** (восстановлением обменной емкости) катионита. Он производится фильтрованием 5—6 %-ного раствора NaCl через слой истощенного катионита. Реакции, происходящие при этом, могут быть условно выражены следующими уравнениями:

$$Ca\,Кат_2 + 2NaCl \rightarrow 2NaKат + CaCl_2;$$
$$MgKат_2 + 2NaCl \rightarrow 2NaKат + MgCl_2.$$

Натрий-хлор-ионирование основано на умягчении воды с одновременным снижением щелочности и осуществляется путем последовательного фильтрования обрабатываемой воды через натрий-катионный фильтр первой ступени, хлор-анионитный фильтр, а затем натрий-катионный фильтр второй ступени.

Метод водород-катионирования заключается в фильтровании обрабатываемой воды через катионит, отрегенерированный кислотой. В этом процессе катиониты, растворенные в обрабатываемой воде, обмениваются на водород:

$$2HKат + Ca(HCO_3)_2 \rightarrow CaKат_2 + 2H_2O + 2CO_2\uparrow;$$
$$2HKат + Mg(HCO_3)_2 \rightarrow MgKат_2 + 2H_2O + 2CO_2\uparrow;$$
$$2HKат + MgCl_2 \rightarrow MgKат_2 + 2HCl;$$
$$HKат + NaCl \rightarrow NaKат + HCl;$$
$$2HKат + Na_2SO_4 \rightarrow 2NaKат + H_2SO_4;$$
$$2HKат + Na_2SiO_3 \rightarrow 2NaKат + H_2SiO_3.$$

Как видно из приведенных реакций, в процессе водород-катионирования вода умягчается — катионы жесткости Ca^{2+} и Mg^{2+} обмениваются на водород; бикарбонатный ион, образующий так называемую карбонатную жесткость, разрушается с образованием углекислоты, а анионы солей постоянной жесткости образуют эквивалентное количество минеральных кислот.

Следовательно, водород-катионирование изменяет не только катионный, но и анионный состав обрабатываемой воды, поскольку ионы HCO_3^- удаляются. Общая кислотность катионированной воды будет при этом равна сумме присутствующих в исходной воде анионов минеральных кислот Cl^-, SO_4^{2-}, NO_3^-. Таким образом, водород-катионированная вода является кислой.

В зависимости от требований к качеству обработанной воды и от состава исходной воды метод водород-катионирования может осуществляться в различных схемах.

Регенерация истощенного катионита состоит в фильтровании через него слабого раствора серной кислоты. При этом катионы водорода вытесняют ионы Ca^{2+} и Mg^{2+}, которые переходят в раствор и удаляются из фильтра. Этот процесс можно описать следующими реакциями:

$$CaKат_2 + H_2SO_4 \rightarrow 2HKат + CaSO_4;$$
$$MgKат_2 + H_2SO_4 \rightarrow 2HKат + MgSO_4.$$

Наиболее часто водород-катионирование применяется в схемах с «голодной» регенерацией фильтров или в схеме параллельного водород-натрий-катионирования.

При параллельном водород-натрий-катионировании обрабатываемая вода разделяется на два потока, каждый из которых пропускается через водород- или натрий-катионитные фильтры. В каждом из потоков вода умягчается до остаточной жесткости фильтрата около 0,1 мг-экв/л, после чего кислая водород-катионированная вода смешивается со щелочной натрий-катионированной водой и происходит реакция нейтрализации:

$$NaHCO_3 + HCl \rightarrow NaCl + H_2O + CO_2\uparrow;$$
$$2NaCO_3 + H_2SO_4 \rightarrow Na_2SO_4 + 2H_2O + 2CO_2\uparrow.$$

Образовавшаяся свободная углекислота выводится из обрабатываемой воды путем продувки воздухом в декарбонизаторе. При параллельном водород-натрий-катионировании можно получить остаточную щелочность обрабатываемой воды около 0,35 мг-экв/л.

Декарбонизированная вода, если не требуется глубокого умягчения, используется для подпитки тепловых сетей либо направляется на вторую ступень натрий-катионирования.

8.5.2. Выбор схемы водоподготовки. Схему водоподготовки выбирают в зависимости от качества исходной воды, применяя методы, исключающие использование агрессивных реагентов, а следовательно, не требующие специальной защиты оборудования от коррозии. Рекомендуется использовать преимущественно прямоточные схемы без промежуточного перекачивания воды.

При выборе схемы водоподготовки для паровых котлов основными критериями являются: величина продувки, содержание углекислоты в паре и относительная щелочность котловой воды.

Величину продувки котлов определяют по формуле

$$p = \frac{S_{ов} - \alpha_{ов} 100}{S_{кв} - S_{ов}\alpha_{ов}}, \qquad (8.1)$$

где p — величина продувки по сухому остатку, %; $\alpha_{ов}$ — доля обработанной воды в питательной; $S_{ов}$ и $S_{кв}$ — сухой остаток обработанной и котловой воды, мг/л.

Величина продувки определяется для режима максимальных потерь пара и конденсата, выраженных в % паропроизводительности котельной, и должна быть $p < 10$ %.

Относительная щелочность котловой воды, равная относительной щелочности обработанной воды, определяется по формуле

$$Щ_{от}^{кв} = Щ_{от}^{ов} = \frac{40 Щ_{ов} 100}{S_{ов}},$$

где $Щ_{от}^{кв}$ и $Щ_{от}^{ов}$ — относительная щелочность котловой и обработанной воды, %; $Щ_{ов}$ — щелочность обработанной воды, мг-экв/л; $S_{ов}$ — сухой остаток обрабатываемой воды, мг/л; 40 — эквивалентная масса NaOH, мг/мг-экв.

Щелочность обрабатываемой воды для схем натрий-катионирования следует принимать равной щелочности исходной воды, для схем водород-натрий-катионирования и аммоний-натрий-катионирования — 0,5—0,7 мг-экв/л; для схем водород-катионирования с «голодной» регенерацией фильтров — 0,7—1,0 мг-экв/л. В соответствии с правилами Ростехнадзора относительная щелочность котловой воды для паровых котлов не должна превышать 20 %.

Концентрацию углекислоты в паре определяют при отсутствии деаэрации питательной воды или при использовании термических деаэраторов атмосферного типа без барботажа:

$$C_{O_2} = 22 Щ_{ов} \alpha_{ов} (1 + \sigma),$$

где C_{O_2} — концентрация углекислоты в паре, мг/л; $Щ_{ов}$ — щелочность обработанной воды, мг-экв/л; σ — доля разложения Na_2CO_3, принимаемая равной 0,6 при давлении в котле 1 МПа; 0,8 — при 2 МПа; 0,9 — при 3 МПа, 0,95 — при 4 МПа и 0,97 — при 5 МПа; $\alpha_{ов}$ — доля обработанной воды в питательной.

При термической деаэрации питательной воды с барботажем концентрацию углекислоты в паре определяют по формуле

$$C_{O_2} = 22Щ_{ов}\alpha_{ов}(\sigma_1 + \sigma_2),$$

где σ_1 — доля разложения $NaHCO_3$ в котле, равная приблизительно 0,4; σ_2 — доля разложения Na_2CO_3 в котле, принимаемая 0,6.

Для подготовки питательной воды в паровых котельных рекомендуются следующие схемы обработки:

1) натрий-катионирование — если эта схема допустима по величине продувки, концентрации углекислоты в паре, относительной щелочности; для экранированных котлов, требующих глубокого умягчения, применяют двухступенчатое натрий-катионирование;

2) натрий-катионирование с дозировкой нитратов в обрабатываемую воду, снижающих щелочность исходной воды, при необходимости снижения относительной щелочности котловой воды;

3) водород-натрий-катионирование, когда необходимо снизить щелочность, солесодержание и углекислоту в паре;

4) натрий-хлор-ионирование, когда требуется снизить щелочность и концентрацию углекислоты в паре, а величина продувки котлов не превышает нормы;

5) аммоний-натрий-катионирование, когда требуется снизить щелочность, солесодержание котловой воды и концентрацию углекислоты в паре (при этом допускается наличие в паре аммиака).

В случаях, допускающих внутрикотловую обработку, осуществляется дозировка щелочных реагентов, соответствующих составу исходной воды, в питательную воду.

8.5.3. Расчет водоподготовительных установок. В качестве примера рассмотрим схему водород-катионирования с «голодной» регенерацией фильтров (рис. 8.5), которая широко применяется в котельных установках, когда требуется умягчение воды связанное преимущественно со снижением карбонатной жесткости (щелочности) до 0,7—1,5 мг-экв/л.

В отличие от обычного процесса водород-катионирования (когда избыток кислоты принимается в 1,5—2 раза больше теоретического), в этом процессе расход кислоты на регенерацию соответствует теоретическому или даже несколько меньше его. При этом верхние слои отрегенерированного катионита будут содержать обменный катион водорода H^+, а в нижних слоях останутся ранее задержанные ионы Ca^{2+}, Mg^{2+} и Na^+.

В верхних слоях катионита, отрегенерированного «голодной» дозой кислоты, происходят реакции ионного обмена, в

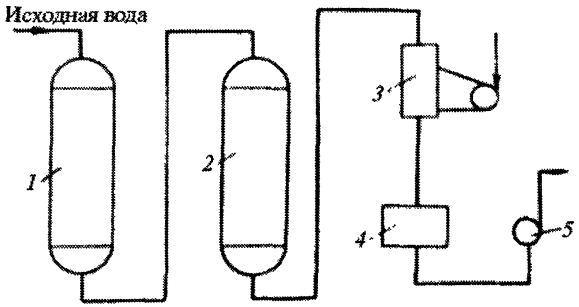


Рис. 8.5. Схема водород-катионирования с «голодной» регенерацией фильтров

1 — водород-катионитные фильтры; *2* — буферные фильтры; *3* — декарбонизатор с вентилятором; *4* — бак декарбонизированной воды; *5* — насос декарбонизированной воды

результате которых образуются сильные минеральные кислоты и угольная кислота. Проходя неотрегенерированные слои катионита, ионы водорода сильных минеральных кислот обмениваются на ионы Ca^{2+}, Mg^{2+}, Na^{+}. При этом происходит как бы регенерация, а затем вновь образуются те же соли, что были в исходной воде. Таким образом, можно считать, что при «голодной» дозе кислоты на регенерацию происходит только разрушение связанной углекислоты и удаляются связанные с бикарбонатом катионы.

В присутствии сильных кислот диссоциация угольной кислоты подавлена, поэтому образовавшийся в верхних слоях углекислый газ находится в воде в виде растворенного газа и проходит как бы транзитом неотрегенерированные слои катионита, и только когда в фильтрате уже нет сильных кислот, некоторое количество ионов водорода обменивается в нижних слоях на натрий, чем и обусловливается появление вторичной щелочности водород-катионированной воды. Постепенно количество ионов водорода в фильтре уменьшается и перемещается в более нижние слои. К моменту отключения фильтра на регенерацию ионы водорода в катионите практически расходуются полностью.

Особенности процесса водород-катионирования с «голодной» регенерацией фильтров зависят от химического состава исходной воды, который и диктует оптимальные условия проведения процесса.

Характеристика катионного состава исходной воды

$$K = \frac{Na^+}{Ca^{2+} + Mg^{2+}} = \frac{Na^+}{Ж_о}; \qquad (8.2)$$

характеристика анионного состава

$$A = \frac{HCO_3^-}{Cl^- + SO_4^{2-}} = \frac{HCO_3^-}{\Sigma A_{с.к}}, \qquad (8.3)$$

где K и A — отношения, характеризующие катионный и анионный составы исходной воды; Na^+, Ca^{2+}, Mg^{2+}, HCO_3^-, Cl^-, SO_4^{2-} — содержание в исходной воде соответственно ионов натрия, кальция, магния, бикарбоната, хлора, сульфата, мг-экв/л; $Ж_о$ — общая жесткость исходной воды, мг · экв/л; $\Sigma A_{с.к}$ — сумма анионов сильных кислот, содержащихся в исходной воде, мг-экв/л.

По величине отношений K и A можно решить, как будет протекать процесс водород-катионирования с «голодной» регенерацией, и рекомендовать оптимальные условия проведения процесса (табл. 8.8).

Для расчета установки водород-катионирования с «голодной» регенерацией фильтров необходимы следующие исходные данные: производительность установки $Q_н$, м³/ч; качество подпиточной воды; содержание кислорода, мг/л; карбонатная жесткость, мг-экв/л; содержание взвешенных веществ, мг/л; pH; свободная углекислота, мг/л; характеристика исходной воды: сухой остаток, S, мг/л, pH; общая жесткость $Ж_о$, мг-экв/л; карбонатная жесткость $Ж_к$, мг-экв/л; ионный состав воды, мг-экв/л; ΣКат (Ca^{2+}, Mg^{2+}, Na^+); ΣАн (HCO_3^-, SO_4^{2-}, Cl^-).

Определяются отношения, характеризующие катионный и анионный обмен, по формулам (8.2) и (8.3).

Обменную способность сульфоугля, расход кислоты на регенерацию, остаточную карбонатную щелочность водород-катионированной воды принимают с учетом рекомендаций табл. 8.8.

В зависимости от производительности установки выбирают *число фильтров* (*не менее трех работающих плюс один резервный*) и диаметр $D_у$ (1000, 1400, 2000, 2600, 3000, 3400 мм) устанавливаемых фильтров, высоту засыпки слоя $H_{сл}$ (1500—2500 мм).

Нормальную скорость фильтрования, м/ч, при работе всех фильтров определяют по формуле

$$w_н = Q_н / f_н a,$$

где $Q_н$ — производительность фильтров, м³/ч; $f_н$ — площадь фильтрования стандартного фильтра, м²; a — количество работающих фильтров.

Таблица 8.8. **Условия применения водород-катионирования с «голодной» регенерацией фильтров**

Характеристика исходной воды	Рабочая обменная способность сульфоугля, г-экв/м^3	Доза кислоты на регенерацию, г/(г-экв)	Щелочность обработанной воды, мг-экв/л	Рекомендации к применению водород-катионирования с «головной» регенерацией фильтров (Нг)
Слабоминерализованная вода $0 < K < 0{,}2$	300	35—40	0,5	Не может применяться независимо от анионного состава; в течение фильтроцикла щелочность фильтрата изменяется незначительно
Слабоминерализованная вода $0 \le K \le 1$ $10 \ge A \ge 1$	До 300	35—45	0,5—0,7	Нг особенно подходит; щелочность фильтрата в течение фильтроцикла изменяется незначительно; остаточная жесткость непрерывно снижается
Вода средней минерализации $0 \le K \le 1$ $1 > A > 0{,}3$	До 200	45—50	0,7	Осуществление Нг возможно при увеличенной дозе кислоты
Вода высокой минерализации $K > 1$; $A \le 0$	Менее 200	50—60	0,7—1,5	Применение Нг возможно при дозе кислоты, несколько большей теоретического расхода; средняя щелочность за фильтроциклом не менее 0,7—0,8 мг-экв/л; жесткость совсем не появляется или появляется и сейчас же снижается

Для фильтров I ступени $w_н$ должна быть: при $Ж_о \le 5$ мг-экв/л — $w_н \le 20$ м/ч, при $Ж_о \le 10$ — $w_н \le 15$, при $Ж_о \le 15$ — $w_н \le 10$ м/ч.

Количество солей жесткости, г-экв/сут, удаляемое на водород-катионитных фильтрах, определяют по формуле

$$A_н = 24 Q_н (Ж_к - Ж_к^{ост}) \cdot 10^{-3}, \qquad (8.4)$$

где $Ж_к$ — карбонатная жесткость исходной воды, мг-экв/л, $Ж_к^{ост}$ — остаточная карбонатная жесткость для водород-катионирования с «голодной» регенерацией фильтров принимаемается равной 0,5÷0,3 мг-экв/л.

Количество регенераций каждого водород-катионитного фильтра, раз/сут,

$$n = \frac{A_н}{f_н H_{сл} E_р^г a},$$

где $E_р^г$ — рабочая обменная способность сульфоугля (см. табл. 8.8).

Количество регенераций не должно превышать трех в сутки, в противном случае необходимо увеличить число устанавливаемых фильтров.

Для паровых котлов установка буферных фильтров II ступени является обязательной, в них скорость фильтрования принимается 30÷40 м/ч, а остаточная жесткость — 0,01 мг-экв/л.

Расход 100%-ной серной кислоты, кг, на одну регенерацию фильтра составит

$$Q_{кг}^р = \frac{q_к^г f_н H_{сл} E_р^г}{1000}, \qquad (8.6)$$

где $q_к^г$ — удельный расход серной кислоты при «голодном» режиме регенерации (см. табл. 8.8).

Суточный расход технической серной кислоты, кг/сут,

$$Q_{тн}^р = \frac{Q_{кг}^р n a 100}{C}, \qquad (8.7)$$

где C — содержание H_2SO_4 в технической серной кислоте (не менее 92 %).

Расход воды, м³, на взрыхляющую промывку фильтра

$$Q_{\text{взр}} = \frac{if_{\text{н}}60t_{\text{взр}}}{1000}, \tag{8.8}$$

где i — интенсивность взрыхляющей промывки фильтров, равная 4 л/(с · м²); $t_{\text{взр}}$ — продолжительность взрыхляющей промывки фильтров, равная 30 мин.

Расход воды, м³, на приготовление регенерационного раствора кислоты на одну регенерацию

$$Q_{\text{рг}} = \frac{Q^{\text{р}}_{\text{кг}}100}{1000b\rho_{\text{р р}}}, \tag{8.9}$$

где b — концентрация регенерационного раствора, принимаемая равной 1—2 % при загрузке фильтров сульфоуглем; $\rho_{\text{р р}}$ — плотность регенерационного раствора серной кислоты, равная 1,012 г/см³ при температуре 20 °С.

Расход воды, м³, на отмывку катионита от продуктов регенерации

$$Q_{\text{от}} = q_{\text{от}}f_{\text{н}}H_{\text{сл}}, \tag{8.10}$$

где $q_{\text{от}}$ — удельный расход воды на отмывку катионита, равный 5 м³/м³.

Расход воды, м³, на одну регенерацию с учетом использования отмывочной воды на взрыхление

$$Q^{\text{н}}_{\text{с н и}} = Q_{\text{рг}} + Q_{\text{от}}. \tag{8.11}$$

Среднечасовой расход, м³/ч, воды на собственные нужды водород-катионитных фильтров

$$Q^{\text{ч}}_{\text{с н}} = \frac{Q^{\text{р}}_{\text{с н и}}na}{24}. \tag{8.12}$$

Время регенерации фильтра, ч

$$t^{\text{н}}_{\text{рег}} = \frac{t^{\text{н}}_{\text{взр}} + t^{\text{н}}_{\text{р р}} + t^{\text{н}}_{\text{от}}}{60}, \tag{8.13}$$

где $t_{\text{взр}}$ — продолжительность взрыхляющей промывки фильтра, равная 30 мин; $t^{\text{н}}_{\text{р р}} = 6Q_{\text{рг}}/f_{\text{н}}$ — длительность пропуска регенерационного раствора через фильтр, мин; $t^{\text{н}}_{\text{от}} = 6Q_{\text{от}}/f_{\text{н}}$ — длительность отмывки фильтра от продуктов регенерации, мин.

Межрегенерационный период работы фильтра, ч

$$T_{н} = \frac{24}{n} - t_{рег}^{н}. \qquad (8.14)$$

Количество одновременно регенерируемых фильтров

$$n_{о\,р} = nat_{рег}^{н}/24. \qquad (8.15)$$

Во избежание совпадений регенераций $n_{ор} \leq 1$.

Объем суточного расхода технической 92%-ной серной кислоты, м^3

$$V_{к}^{сут} = \frac{Q_{т.н}^{г}}{1{,}83 \cdot 10^3}, \qquad (8.16)$$

где $1{,}83 \cdot 10^3$ — плотность 92%-ной H_2SO_4, кг/м^3.

Объем мерника на суточный запас кислоты, м^3

$$V_{к} = 1{,}3V_{к}^{сут}.$$

В зависимости от полученного объема $V_{к}$ определяют $D_{у}$ и H мерника.

Необходимый объем бака для хранения месячного запаса кислоты

$$V_{б} = 1{,}3V_{сут}^{к}30.$$

В зависимости от полученного объема $V_{б}$ определяют его $D_{у}$ и H (обычно для стандартного $D_{у}$ = 2000 мм, L = 5600 мм, $V_{б}$ = 15 м^3).

Для взрыхляющей промывки водород-катионитного фильтра устанавливают промывочный бак, объем которого должен быть $V_{q} = 1{,}3Q_{взр}$. В зависимости от V_{q} принимают диаметр и высоту бака. Промывочный насос должен обеспечивать взрыхляющую промывку водород-катионитного фильтра, при которой часовой расход воды составляет $Q_{взр}$. Напор насоса для взрыхляющей промывки фильтров должен быть 10—11 м вод. ст.

Декарбонизатор подбирают по табл. 8.9, исходя из производительности $Q_{Н}$ и карбонатной жесткости $Ж_{К}$.

Расход воздуха, м^3/ч, подаваемого в декарбонизатор, зависит от производительности (табл. 8.9), а аэродинамическое со-

Таблица 8.9. **Основные данные для выбора декарбонизаторов**

Производительность, $м^3/ч$	Диаметр $D_{ВН}$, мм	Площадь поперечного сечения, $м^2$	Расход воздуха, $м^3/ч$	Шифр декарбонизатора при карбонатной жесткости обрабатываемой воды, мг-экв/л			
				4—5	6—8	9—11	12—14
				при высоте насадки колец Рашига $H_{КР}$, м			
				2,9—3	3,1—3,3	3,4—3,6	3,7—3,9
15	565	0,25	375	Б230	Б240	Б250	Б260
25	730	0,417	625	Б231	Б241	Б251	Б261
50	1030	0,833	1250	Б232	Б242	Б252	Б262
75	1260	1,25	1880	Б233	Б243	Б253	Б263
100	1460	1,67	2500	Б234	Б244	Б254	Б264
125	1630	2,08	3100	Б235	Б245	Б255	Б265
150	1790	2,5	3750	Б236	Б246	Б256	Б266
200	2060	3,33	5000	Б237	Б247	Б257	Б267
250	2315	4,17	6250	Б238	Б248	Б258	Б268
300	2520	5,0	7500	Б239	Б249	Б259	Б269

противление, Па, проходу воздуха через декарбонизатор зависит от высоты слоя насадки h, м:

$$\sum \zeta = 245{,}25h + 392{,}4,$$

По расходу воздуха и суммарному аэродинамическому сопротивлению декарбонизатора подбирают соответствующий вентилятор.

8.6. СОВРЕМЕННЫЕ СПОСОБЫ ОБРАБОТКИ ВОДЫ

К числу наиболее разработанных методов относятся электродиализ и обратный осмос.

8.6.1. Электродиализ — ионообменный процесс, отличающийся тем, что ионный слой заменен ионитными мембранами, получаемыми полимеризацией смеси реагентов. Для повышения механической прочности мембраны обычно формируют на упрочняющих металлических сетках. Обычно этот метод используют для опреснения соленых вод под действием постоянного электрического тока с помощью специальных мембран (пористых пленок), обладающих способностью пропускать соответственно только катионы или анионы. Принципиальная схема такой установки для удаления поваренной соли показана на рис. 8.5. Аппарат состоит из ряда камер, разделенных чередующимися катионопроницаемыми К и анионопроницаемыми А мембранами. Под действием электрического поля ионы Na^+ и Cl^- устремляются к соответствующим электродам. Ионитные мембраны в присутствии воды ионизированы и приобретают соответствующие заряды: отрицательные — в катионитных и положительные — в анионитных мембранах.

Во всех нечетных камерах положительно заряженные катионы при движении к катоду встречают на своем пути отрицательно заряженные, т. е. катионопроницаемые мембраны, и поэтому проходят сквозь них в соседние четные камеры аппарата. Аналогичным образом в эти же камеры из нечетных камер через положительно заряженные (т. е. анионопроницаемые мембраны) проникают анионы растворенных солей. Попавшие в четные камеры ионы остаются в этих камерах, так как здесь они встречаются с одноименно заряженными мембранами (катионы — с положительными, анионы — с отрицательными) и

при приближении к ним отталкиваются от них. Таким образом, во всех нечетных камерах вода обессоливается, а в смежных — четных камерах с противоположно ориентированными мембранами — превращается в рассол вследствие накопления ионов солей, поступающих из соседних нечетных камер.

В настоящее время существуют электродиализные установки (ЭДУ) различной производительности — от 50 до 1000 м³ воды в сутки с удельным расходом электроэнергии ~2,5 кВт · ч/м³ при степени очистки воды 60—85 % снижения содержания соли. В последние годы все более широкое применение для очистки воды от солей находит ультрафильтрация. Этот способ заключается в продавливании воды через пористый материал, размеры пор которого меньше размера задерживаемых частиц загрязнителя.

8.6.2. Обратный осмос. Процесс обратного осмоса заключается в самопроизвольном переходе растворителя (чистой воды) через специальную мембрану в камеру раствора (рис. 8.6). Равновесное состояние перехода растворителя через мембрану наступает при определенном гидростатическом давлении, равном разности высоты уровней в камере раствора и чистой воды. Это давление называется осмотическим давлением. Величина осмотического давления (МПа) зависит от концентрации солей в растворе и может быть рассчитана из выражения

$$p_{осм} = 0{,}082C,$$

где C — концентрация солей, г/л.

При создании в камере раствора давления $p > p_{осм}$ растворитель будет переходить из камеры раствора в камеру растворителя. Этот процесс называется *обратным осмосом*. Основным элементом аппаратов обратного осмоса являются пористые

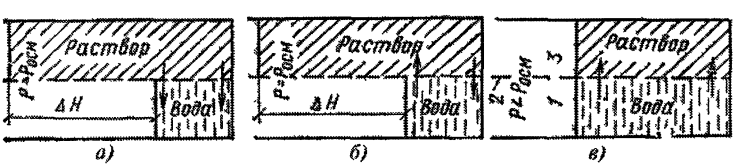


Рис. 8.6. Принципиальная схема возникновения обратного осмоса
а — обратный осмос; *б* — равновесие; *в* — осмос; *1* — камера растворителя; *2* — мембрана; *3* — камера раствора; ΔH — разность высоты уровней воды и раствора

анизотропные мембраны, проницаемые для молекул воды и одновременно почти полностью непроницаемые для ионов растворенных веществ. Мембрана обычно имеет тонкий поверхностный слой (до 25 мкм) и микропористую подложку толщиной 100—250 мкм. Последняя служит для создания прочности мембраны. Начальную проницаемость мембраны определяют из соотношения

$$G_0 = (A/\mu)(p - p_{осм}),$$

где μ — вязкость воды при данной температуре; A — константа, характеризующая данную систему «раствор — мембрана» (определяется опытным путем).

В процессе разделения растворов на полупроницаемой мембране происходит концентрирование растворенных веществ в пограничном слое у ее поверхности, что в некоторых случаях приводит к осаждению на мембране плохо растворимых солей и высокомолекулярных соединений и к закупориванию пор мембраны. При этом действующий напор (p—$p_{осм}$) падает в еще большей степени. С течением времени будет снижаться расход через мембрану, и при определенной величине концентрации и загрязнения он станет равным нулю.

По назначению установки обратного осмоса делят: на опреснительные; обессоливающие; для очистки промышленных сточных вод; для очистки бытовых сточных вод; для концентрирования полезных веществ. По характеру процесса очистки установки разделяют на: грубой фильтрации; тонкой фильтрации; микрофильтрации; ультрафильтрации; обратного осмоса. Кроме того, установки можно разделить по различным функциональным признакам: на опытные и промышленные, непрерывного и периодического действия, прямоточные и циркуляционные, одноступенчатые и многоступенчатые (рис. 8.7). Комбинированные аппараты обычно состоят из нескольких ступеней с различной степенью очистки и функциональными задачами.

Например, установка химводоочистки может иметь следующие элементы (ступени): 1) предварительная очистка фильтрами от грубых примесей; 2) коагуляция и известкование; 3) механические фильтры с пористыми материалами, со степенью очистки от 50 до 1 мкм; 4) ультрафильтрация до частиц 15—20 Å; 5) гиперфильтрация от частиц 15—5 Å; 6) обратный осмос.

Возможна и другая комбинация элементов в зависимости от качества воды и требуемой степени очистки. Однако для решения комплексной задачи безреагентной очистки воды необходимо решить ряд частных задач: а) подобрать существующие дешевые пористые материалы и разработать новые, стойкие против кислотных очисток, обладающие высокой пористостью и прочностью; б) исследовать свойства данных материалов (физико-механические, гидравлические, фильтрационные и др.); в) разработать и испытать экономичные надежные образцы аппаратов для различных ступеней очистки; г) разработать схемы безреагентных систем водоочистки. Основным преимуществом этого способа очистки воды являются отсутствие

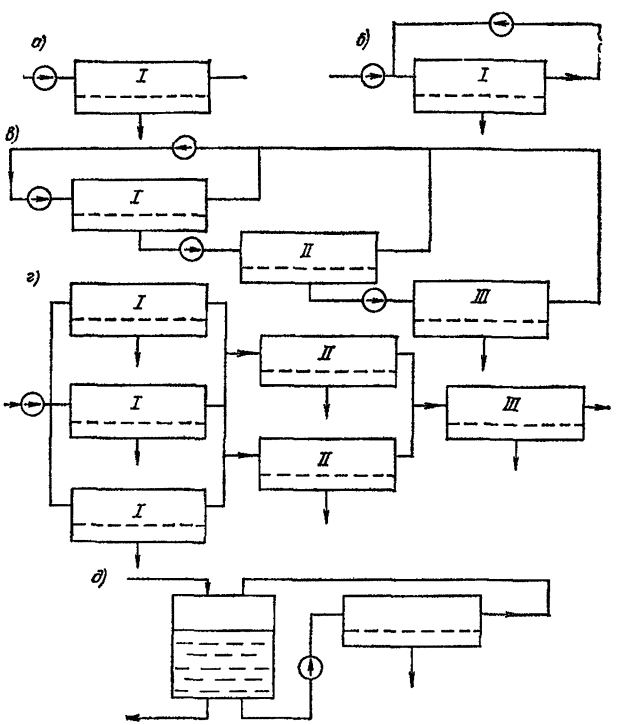


Рис. 8.7. Принципиальная схема установок обратного осмоса
а — одноступенчатая прямоточная; *б* — одноступенчатая циркуляционная; *в* — многоступенчатая циркуляционная; *г* — многоступенчатая прямоточна с изменяющимся сечением; *д* — периодического действия; *I, II, III* — ступени установки

расхода реагентов, а следовательно, и сбросов их, происходящих при регенерации фильтров, а также минимальные затраты энергии на очистку воды, на ее продавливание через мембрану (1,5—2,0 кВт · ч/м³).

8.7. ТЕРМИЧЕСКАЯ ДЕАЭРАЦИЯ ВОДЫ

Заключительной стадией технологического процесса обработки воды является удаление из воды растворенных в ней газов. Вода, поступающая после фильтров или других видов очистки в деаэратор на обработку, и возвращаемый потребителями конденсат могут содержать растворенные газы: кислород, двуокись углерода, аммиак и др. Эти газы вызывают развитие химической коррозии трубопроводов, поверхностей нагрева котла, что снижает надежность их работы. Кроме того, продукты коррозии, попадая с питательной водой в котлы, способствуют нарушению циркуляции, что приводит к перегреву труб котельного агрегата. Скорость коррозии обычно пропорциональна концентрации газов в воде. Например, для кислорода эта зависимость имеет вид при нормальных условиях

$$K = 0{,}15C,$$

где K — скорость коррозии, г/м² · ч; C — концентрация кислорода в воде мг/кг.

На скорость коррозии сильно влияет температура воды. Большой ущерб причиняет коррозия тепловым сетям. В закрытой системе скорость коррозии растет с повышением температуры, а в открытой максимум скорости коррозии наступает при температурах 70—75 °С (рис. 8.9). Основным способом удаления газов из воды и, следовательно, предотвращения коррозии является термическая деаэрация. Термическая деаэрация воды основана на использовании закона растворимости газов в жидкости — закона Генри, согласно которому весовое количество газа G, растворенного в единице объема воды (в мг/кг), прямо пропорционально парциальному давлению $p_г$ в изотермических условиях:

$$G = \psi_р p_г,$$

здесь $\psi_р$ — коэффициент растворимости газа в воде, мг/кг МПа; $p_г$ — парциальное давление газа над водой, МПа.

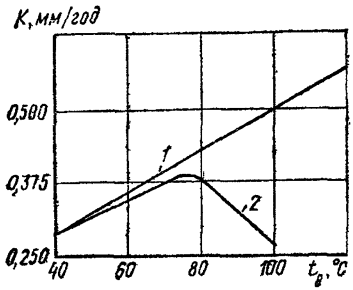


Рис. 8.9. Зависимость скорости коррозии от температуры воды
1 — закрытая система;
2 — открытая система

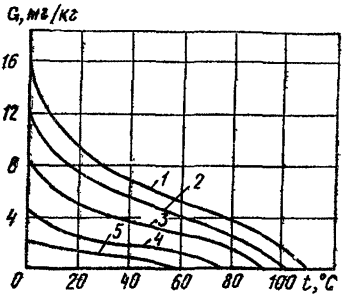


Рис. 8.10. Зависимость растворимости газа от температуры при различном давлении
1 — 0,15 МПа; *2* — 0,12 МПа;
3 — 0,8 МПа; *4* — 0,04 МПа;
5 — 0,02 МПа

Растворимость газов с повышением температуры снижается и для любого давления при температуре кипения равна нулю (рис. 8.10).

Деаэрацией воды называется процесс, имеющей целью удаление из воды растворимых коррозионно-активных газов: кислорода и углекислого газа.

Наибольшее распространение получил термический способ деаэрации воды.

Термическая деаэрация воды основана на уменьшении растворимости газов с понижением их парциальных давлений в пространстве над водой, т. е. с повышением температуры воды вплоть до нулевого значения при достижении параметров насыщения для данного давления.

Термическая деаэрация представляет собой сочетание процессов теплообмена (нагрев деаэрируемой воды до температуры насыщения) и массообмена (удаление растворенных газов из деаэрируемой воды в паровую среду). При подогреве воды до температуры насыщения при данном давлении парциальное давление удаляемого газа над жидкостью снижается и растворимость его снижается до нуля. Вследствие нарушения равновесия в системе и наличия положительной разности между равновесным парциальным давлением удаляемого газа в воде и парциальным давлением его в паровой среде происходит выделение растворенных газов из деаэрируемой воды (физическая десорбция).

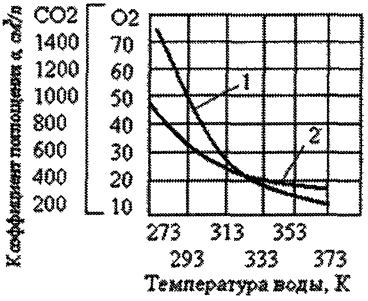


Рис. 8.11. Значение коэффициента абсорбции O_2 (*1*) и CO_2 (*2*) в зависимости от температуры, при давлении 0,1 МПа

Удаление коррозионно-агрессивных газов в тепловой схеме котельной установки осуществляется в специальных устройствах — **термических деаэраторах**, в которых также происходит подогрев воды до температуры насыщения, соответствующей давлению в установке.

В зависимости от рабочего давления, при котором осуществляется выделение газов из воды, термические деаэраторы делятся на вакуумные, в которых дегазация происходит при абсолютном давлении 0,075—0,05 МПа, и атмосферные, работающие при давлении 0,12 МПа.

К современным термическим деаэраторам предъявляются следующие требования:

а) все ступени деаэратора должны представлять собой элементы аппарата непрерывного действия, поэтому внутри каждой ступени должны отсутствовать циркуляционные токи, которые могут привести к прорыву необработанных масс воды в отводящий трубопровод; в деаэраторе не должно быть застойных зон ни по воде, ни особенно по пару;

б) в деаэраторе между паром и водой должен быть четко выраженный противоток, что обеспечит максимальную разность между равновесным давлением газа в воде и его парциальным давлением над водой;

в) для непрерывного и устойчивого протекания процесса дегазации обрабатываемой воды деаэратор должен вентилироваться необходимым количеством пара, причем парциальное давление удаляемых газов в подводимом к деаэратору паре должно быть минимальным;

г) способ обработки деаэрируемой воды (особенно на последних ступенях дегазации) должен обеспечивать многократ-

ную обработку ее паром и максимальное развитие поверхности контакта фаз;

д) в деаэраторе должны быть предусмотрены условия для удаления мельчайших газовых пузырьков, возникающих при нагревании воды и падении давления;

е) для обеспечения глубокой дегазации и особенно для эффективного протекания процессов термического разложения бикарбонатов и других термически нестойких соединений необходимо перед последней ступенью деаэрации выдержать воду при температуре, близкой к температуре насыщения;

ж) обработка воды в последней ступени дегазации должна по возможности осуществляться при температуре более высокой, чем температура насыщения, соответствующая давлению в паровом пространстве деаэратора, что обеспечивает дополнительную дегазацию воды за счет эффекта вскипания;

з) должна быть предотвращена возможность повторного загрязнения воды кислородом и углекислотой в деаэраторе.

Перечисленным требованиям наиболее полно удовлетворяет двухступенчатый деаэратор (рис. 8.12) с небольшой колонкой (*1*) и затопленным барботажным устройством (*11*) в баке-аккумуляторе (*4*). Аппарат включает струйную колонку с двумя перфорированными тарелками (*2, 3*), расположенную у одного

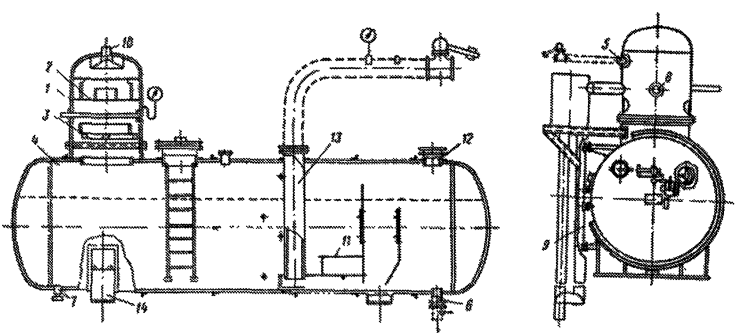


Рис. 8.12. Деаэратор ДСА барботажного типа конструкции ЦКТИ

1 — корпус колонки; *2* и *3* — соответственно верхняя и нижняя тарелки; *4* — корпус деаэраторного бака; *5* — патрубок подачи химически очищенной воды; *6* — *отвод деаэрированной воды*; *7* — *патрубок для слива воды*; *8* — вход конденсата; *9* — водомерное стекло; *10* — патрубок для выпара; *11* — барботажное устройство; *12* — патрубок для подачи основного потока пара; *13* — труба для подачи пара на барботирование; *14* — опоры деаэратора

торца бака-аккумулятора. В нижней части бака у противоположного его торца расположено барботажное устройство.

Конденсат *8* и химически очищенная вода *5* подаются на верхнюю тарелку *2*, где смешиваются, а затем в виде струй сливаются сначала на вторую дырчатую тарелку *3* и далее в бак-аккумулятор. После выдержки в баке вода поступает в барботажное устройство, основным элементом которого является горизонтальный дырчатый лист. Пар подается на барботажное устройство *13* и в паровой объем бака-аккумулятора.

Деаэрированная вода выводится из установки по трубопроводу *6*, а выпар, состоящий из коррозионно-активных газов и некоторого количества вентилирующего объем пара, по трубопроводу *10* отводится в атмосферу через охладитель выпара или гидравлический затвор.

В струйной колонке при контакте пара с дегазируемой водой происходит ее нагрев. Этот процесс протекает тем интенсивнее, чем выше турбулизация потоков пара и воды и чем меньше парциальное давление газов в паре. При этом внутри жидкости выделяются мельчайшие газовые пузырьки.

Параллельно с нагревом воды в струйном потоке идут процессы дисперсного выделения газов и физической десорбции, т. е. перенос газа из жидкой фазы в газообразную путем молекулярной и турбулентной диффузии. Преобладание того или иного вида диффузии зависит от степени внутренней турбулентности в объеме воды. При этом возможны также механическое увлечение струей воды определенного количества газов в мелкодисперсном состоянии из греющего пара и возникновение рециркуляции неконденсирующихся газов в зоне конденсации.

При наличии бака-аккумулятора в такой же последовательности происходят удаление из воды мельчайших газовых пузырьков и процессы разложения бикарбоната натрия, углекислого аммония, карбонатов и нестойких органических веществ. Эти процессы требуют определенного времени, поэтому для обеспечения глубокой дегазации важную роль играет продолжительность пребывания воды в деаэраторе. При этом следует учитывать, что скорость реакций термического разложения связана со скоростью выхода из зоны выделения углекислого газа путем десорбции. Результирующая скорость протекания этих сопряженных процессов в конечном итоге определяется скоростью самого медленного из них, т. е. скоростью выделения CO_2.

Чем выше коэффициент десорбции, тем быстрее будет протекать реакция разложения бикарбонатов и карбонатов.

Размещение барботажного устройства в баке-аккумуляторе интенсифицирует процессы удаления кислорода и особенно свободной углекислоты за счет хорошей вентиляции парового пространства бака. Это обеспечивает более глубокое разложение бикарбонатов и карбонатов по сравнению с одноступенчатыми деаэраторами.

Вода, поступающая на барботажное устройство, кроме растворенных газов содержит еще и определенное количество мельчайших газовых пузырьков, имеющих ничтожно малую подъемную силу, в связи с чем их удаление связано с большими трудностями. Если не принять мер по удалению газовых пузырьков, то они могут снова раствориться в воде при ее охлаждении или при повышении давления.

На начальном участке барботажного листа происходит интенсивный подогрев воды до температуры насыщения, соответствующей давлению в деаэраторе. Эффективность процесса дегазации воды на этом участке незначительна. Основной процесс дегазации происходит на остальной части барботажного листа при температуре насыщения, соответствующей давлению в этой части деаэратора. Определяющими факторами при этом являются увлечение газовых пузырьков потоком пара и турбулентная диффузия. Таким образом, бак-аккумулятор и барботажная ступень играют чрезвычайно важную роль в схеме деаэраторной установки. В табл. 8.10 приведены характеристики атмосферных деаэраторов.

Если давление над водой меньше атмосферного, то вода кипит при температуре ниже 100 °С. Чем меньше давление, тем ниже температура кипения. Процесс деаэрации по своей физической сущности не зависит от абсолютного давления. Нулевая растворимость газов может быть достигнута при любой температуре кипения, а значит, и при температуре кипения ниже 100 °С, поэтому деаэрацию воды можно осуществить при давлении ниже атмосферного. Термические деаэраторы, работающие под давлением ниже атмосферного, называются вакуумными.

Для быстрого выделения газов из воды и отвода их из деаэратора, а также для обеспечения глубокой дегазации требуется создавать соответствующие условия.

Таблица 8.10. **Технические характеристики атмосферных деаэраторов**

Наименование	Барботажные деаэраторы типа ДСА						
	Производительность колонки в т/ч						
	5	10	15	25	50	75	100
Давление в деаэраторе, бар.	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
Температура воды, °С	104	104	104	104	104	104	104
Диаметр, мм:							
колонки	530	720	800	1200	1200	1200	1200
бака	1200	1600	1600	2000	2200	2200	3000
Полная длина деаэратора, мм	4800	5046	6504	6504	8550	12 050	9350
Высота деаэратора, мм	2709	3155	3155	3800	3960	3962	4785
Полезная емкость бака-аккумулятора, $м^3$	4	7,5	10	15	25	35	50

В вакуумном деаэраторе большая часть газов выделяется из воды в виде пузырьков, которые медленно выходят на поверхность воды; меньшая (остаточная) часть газов выделяется путем диффузии. В деаэраторе 90—95 % кислорода выделяется в виде пузырьков, остальные 5—10 % — путем диффузии на всем пути движения воды.

В деаэраторной установке собственно деаэратором является аппарат, который носит название деаэраторной колонки (табл. 8.11).

Оборудование вакуумной деаэраторной установки кроме колонки состоит из бака-аккумулятора, охладителя выпара, водоструйного эжектора, контура создания разряжения с водяным насосом. В ряде случаев вакуумная деаэраторная установка оборудуется питательным баком-подогревателем поступающей воды или поверхностным подогревателем. На рис. 8.13 представлена схема вакуумной деаэрации подпиточной воды в котельных с водогрейными котлами.

Таблица 8.11. **Характеристика вакуумных деаэратоэных установок**

Тип	Производительность, кг/с	Рабочее давление, МПа	Тип охладителя выпара	Тип водоструйного эжектора
ДВ-6	1,39	0,03	ОВВ-2	ЭВ-10; ЭВ-30
ДВ-16	4,17	0,03	ОВВ-2	ЭВ-10; ЭВ-60
ДВ-25	6,90	0,03	ОВВ-2	ЭВ-30; ЭВ-60
ДВ-50	13,89	0,03	ОВВ-8	ЭВ-30; ЭВ-60
ДВ-75	20,83	0,03	ОВВ-8	ЭВ-60; ЭВ-100
ДВ-100	27,78	0,03	ОВВ-8	ЭВ-60; ЭВ-220

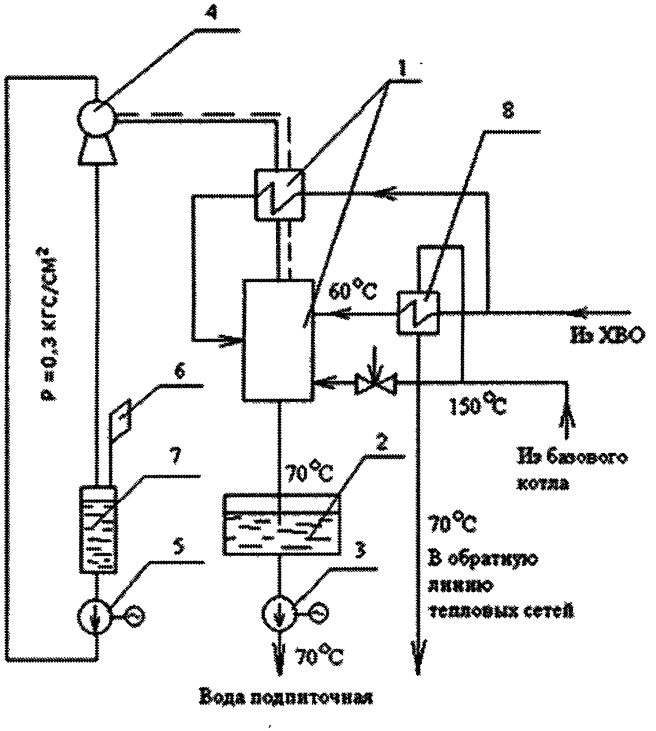


Рис. 8.13. Схема вакуумной деаэрации подпиточной воды в котельной с водогрейными котлами

1 — деаэратор типа ДВ с охладителем выпара; *2* — бак деаэрированной воды; *3* — подпиточный насос; *4* — водоструйный эжектор; *5* — насос рабочей воды; *6* — выхлоп в атмосферу; *7* — бак рабочей воды; *8* — водо-водяной подогреватель

8.8. ПЕРИОДИЧЕСКАЯ И НЕПРЕРЫВНАЯ ПРОДУВКА КОТЛОВ

Концентрация солей в котловой воде не должна превышать вполне определенного солесодержания, гарантирующего при данных условиях требуемую чистоту пара.

Для поддержания такой концентрации солей применяют непрерывную продувку котла из мест с наиболее высоким солесодержанием котловой воды, т. е. до смешения ее с питательной водой. В схемах со ступенчатым испарением продувку производят из солевых отсеков. Наряду с непрерывной продувкой применяют также периодическую продувку из тех мест, где ожидают скопления шлама — обычно из нижних коллекторов или нижних барабанов котла. Очевидно, что величина продувки должна быть такова, чтобы количество солей, вносимых с питательной водой в котел, было равно количеству солей, вынесенных из котла насыщенным паром и продувочной водой. Качество питательной воды должно соответствовать определенным требованиям (табл. 8.1). Обычно продувку котла выражают в процентах от паропроизводительности. Если обозначить через $S_{пв}$, $S_{кв}$ и $S_{п}$ соответственно солесодержание в питательной и котловой воде, в насыщенном паре (в мг/кг), то уравнение солевого баланса, отнесенное к 1 кг выдаваемого пара, будет иметь следующий вид:

$$S_{пв} + \left(\frac{p}{100} S_{пв}\right) = S_{п} + \left(\frac{p}{100} S_{кв}\right) \qquad (8.17)$$

или

$$(100 + p) S_{пв} = 100 S_{п} + p S_{кв}.$$

Аналогичное уравнение может быть написано не только для общего содержания, но также для содержания любой примеси, в частности для кремнекислоты:

$$(100 + p) S_{пв}^{SiO_3} = 100 S_{п}^{SiO_3} + p S_{кв}^{SiO_3},$$

где $S_{пв}^{SiO_3}$, $S_{п}^{SiO_3}$, $S_{кв}^{SiO_3}$ — соответственно содержание кремнекислоты в питательной воде, паре и котловой воде, мг/кг.

Решая уравнение (8.17) относительно p, получаем, %:

$$p = \left(\frac{S_{пв} - S_{п}}{S_{кв} - S_{пв}}\right) 100. \qquad (8.18)$$

Из уравнения (8.18) видно, что для уменьшения продувки необходимо по возможности уменьшить содержание солей питательной воды и увеличить солесодержание котловой воды. Первое связано со значительным удорожанием водоподготовки, второе лимитируется необходимостью получения пара требуемой чистоты. Поэтому весьма целесообразным является применение таких мероприятий, которые позволили бы повысить солесодержание котловой воды без ухудшения качества пара. Важнейшим таким мероприятием, разработанным и широко осуществленным в отечественном котлостроении, является ступенчатое испарение.

8.9. СТУПЕНЧАТОЕ ИСПАРЕНИЕ

Весьма эффективным способом повышения концентрации примесей в продувочной воде без ухудшения качества пара служит ступенчатое испарение. Метод ступенчатого испарения предложен и разработан проф. Э. И. Роммом. Сущность метода состоит в следующем. Допустим, что генератор разделен на три секции, каждая с отдельным барабаном и самостоятельным циркуляционным контуром (рис. 8.14, *а*). Пусть производительность каждого контура по пару будет равна соответственно n_1, n_2 и n_3 (в долях от полной производительности агрегата). В первую секцию подадим всю питательную воду в количестве $1 + p$ (где p — величина продувки из агрегата). Продувку из первой секции в количестве $n_2 + n_3 + p$ (см. рис. 8.14, *б*) направим в качестве питательной воды во вторую, а из второй в количестве $n_3 + p$ — в третью. Если величину продувки из третьей ступени принять такой же, как при одноступенчатом испарении, то качество испаряемой воды и качество получаемого из нее пара будут такими же, как и при одноступенчатом испарении.

Вода, испаряемая во второй ступени, будет чище, чем испаряемая в третьей, а в первой чище, чем во второй; соответственно пар, выдаваемый каждым предыдущим отсеком, будет чище, чем в последующем, поэтому и весь пар, выдаваемый агрегатом, при ступенчатом испарении чище, чем при одноступенчатом. На практике во всех случаях пар должен иметь заданное (нормированное) качество, и это качество при ступенчатом испарении обеспечивается при большей концентрации примесей в продувочной воде, чем при одноступенчатом. Ступенчатое ис-

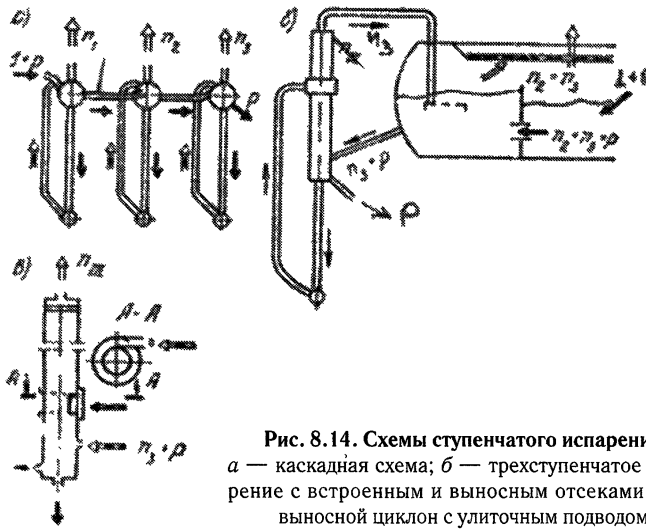


Рис. 8.14. Схемы ступенчатого испарения
а — каскадная схема; *б* — трехступенчатое испарение с встроенным и выносным отсеками; *в* — выносной циклон с улиточным подводом

парение организуют в двух или трех встроенных или выносных отсеках. При встроенном отсеке второй ступени испарения (см. рис. 8.14, *б*) торцы барабана отделяют специальными перегородками. В перегородках монтируют трубы для питания второй ступени и для продувки первой. В верхней части перегородок делают окна для перетока пара из второй ступени в первую. Циркуляционные контуры каждого отсека вполне самостоятельны.

Во вторую и третью ступени испарения частично или полностью включают боковые экраны. При работе встроенного отсека происходит обратное поступление части воды второго отсека в первый, называемое *перебросом*.

Переброс возможен при колебаниях расхода через паровое окно, неплотности в перегородке и водоперепускную трубу. Переброс резко снижает эффективность ступенчатого испарения. Для уменьшения переброса во встроенном отсеке делают щитковые перегородки, направляющие пар сначала к днищу барабана. У перегородки между отсеками делают лоток или улавливающую камеру. В мощных генераторах высокого давления во втором отсеке устанавливают циклоны с направляющими коническими крышками. Этим ограничивается схема двухступенчатого испарения.

Трехступенчатое испарение выполняют в виде каскадной схемы, причем вторая ступень испарения остается такой же, как и при двухступенчатом виде встроенного отсека, а для третьей делают выносные циклоны (см. рис. 8.14, *б*). Если в этом устройстве удалить внутрибарабанный отсек, то получается двухступенчатое испарение с выносной второй ступенью испарения. Выносной отсек выполняют по схеме каскадного генератора, где в контуре выносного отсека вместо барабана применены выносные циклоны, один или несколько, включенные параллельно. Так как выносной циклон, изготовленный из цельнотянутой трубы, расположен вне барабана, то высота его практически не ограничена. Работает он по принципу внутрибарабанного циклона и состоит из улиточного (см. рис. 8.14, *в*) или безулиточного тангенциального ввода и двух цилиндрических участков. Подводящие к циклону трубы (улитка) располагаются на 200—300 мм выше оси барабана. Водоперепускная труба имеет довольно большое сопротивление, так что при нормальной производительности агрегата уровень воды в циклоне размещается примерно на 0,5 м ниже, чем в барабане. Высоту цилиндрической части над вводом делают равной 1 м. При такой высоте парового пространства критическое солесодержание отсутствует.

При выносном отсеке переброс во всех его видах практически исключается — в этом состоит достоинство такой конструкции. Недостаток заключается в некотором усложнении агрегата. Кроме того, производительность одного циклона невелика — 0,8—4,5 кг/с в зависимости от диаметра циклона и давления пара. При установке нескольких циклонов существенно усложняется гидродинамика и возрастают трудности их настройки при пуске. При питательной воде умеренной минерализации выполняют двухступенчатое испарение со встроенными или выносными отсеками; при низком качестве питательной воды — трехступенчатое со встроенной второй ступенью и выносной третьей. Чем хуже питательная вода, тем большей следует выбирать производительность второй и третьей ступени испарения, в то же время суммарная мощность II и III ступеней не должна превышать 30—35 % мощности агрегата, Производительность третьей ступени испарения не следует брать меньше 5 %. Больше трех ступеней испарения делать нерационально.

8.10. ПАРОПРОМЫВОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

Механической сепарацией пар можно очистить только от довольно крупной взвеси. От веществ, находящихся в виде растворов, пар очищают, промывая его питательной водой. Для промывки необходимо обеспечить контакт пара с промывочной водой.

Такой контакт получают, разбрызгивая питательную воду в потоке пара, пропуская пар мимо смоченных водой поверхностей, через набивки или через слой воды. Практически наиболее целесообразным оказался последний способ, называемый барботажной промывкой. Устройство для промывки пара представляет собой промывочный щит (рис. 8.15), расположенный в паровом пространстве барабана. В качестве промывочной служит питательная вода, подаваемая из экономайзера на промывочный щит и стекающая затем в водяное пространство. Щит делают из

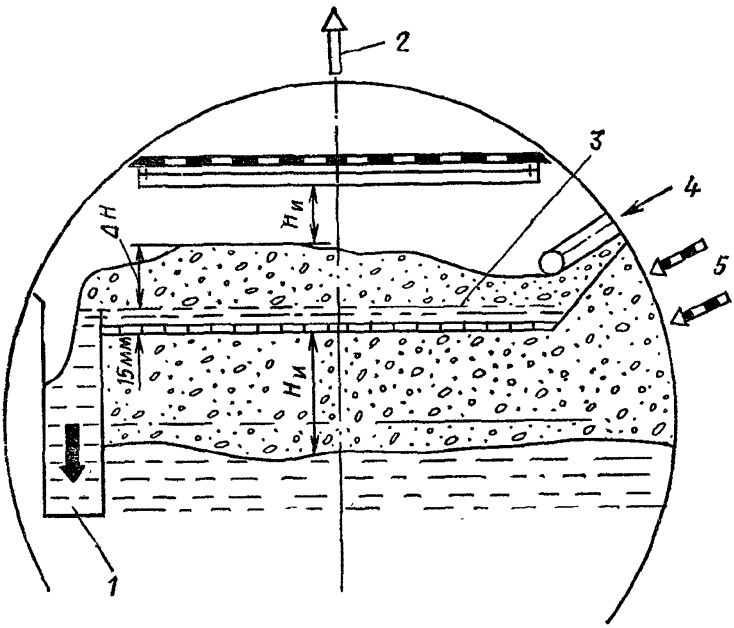


Рис. 8.15. Схема барботажной промывки

1 — слив промывочной воды; *2* — пар после промывки; *3* — промывочный щит; *4* — промывочная вода; *5* — пароводяная смесь из циркуляционного контура

корыт или из перфорированных листов железа. В последнем случае площадь отверстий должна быть такой, чтобы скорость прохода пара была не меньше минимальной скорости барботажа при самой малой эксплуатационной производительности агрегата.

Пар промывают в основном для снижения уноса солей кремниевой кислоты с паром высокого давления. В установившемся состоянии кремнесодержание пара становится пропорциональным кремнесодержанию промывочной воды, находящейся в контакте с паром. Множитель пропорциональности $K_р$, называемый *коэффициентом распределения*, определяют из равенства:

$$(SiO_3^{2-})_п = K_р(SiO_3^{2-})_{п\,в}.$$

По этому соотношению в идеальных условиях при давлении 15 МПа кремнесодержание промывочной воды должно быть не выше 1,25 мг/кг, практически промывка пара осуществляется не полностью, что можно записать так:

$$S_п = (1-\beta)\cdot K_р \cdot S_{п\,в} + \beta \cdot K_т \cdot S_п,$$

где β — коэффициент проскока или доля пара, прошедшего через промывочное устройство, но не промытого; $S_{п\,в}$ — солесодержание промывочной воды.

Коэффициент проскока по солям составляет примерно 10—15 %, а по кремниевой кислоте — 15—40 %. Для удовлетворительной работы промывочного устройства высота слоя воды на нем ΔH должна составлять около 70 мм (рис. 8.15). Чтобы промывочная вода загрязнялась как можно меньше и вредная роль проскока оказывалась слабее, необходимо обеспечить малое значение коэффициента уноса из воды промывочным устройством. Для этого должна быть достаточная высота парового пространства $H_п$ под промывочным щитом. Для уменьшения заброса влаги на промывочное устройство под ним устанавливают внутрибарабанные циклоны или циклонные насадки (рис. 8.16). При невысоких удельных нагрузках по длине барабана допустима установка под промывочным устройством упрощенных щитков. При недостаточной высоте парового пространства $h_п$ над слоем промывочной воды может наблюдаться значительный унос капельной влаги с паром.

Питательная вода, служащая промывочной, подается на щит в полном или половинном ее количестве, с одного края щита или

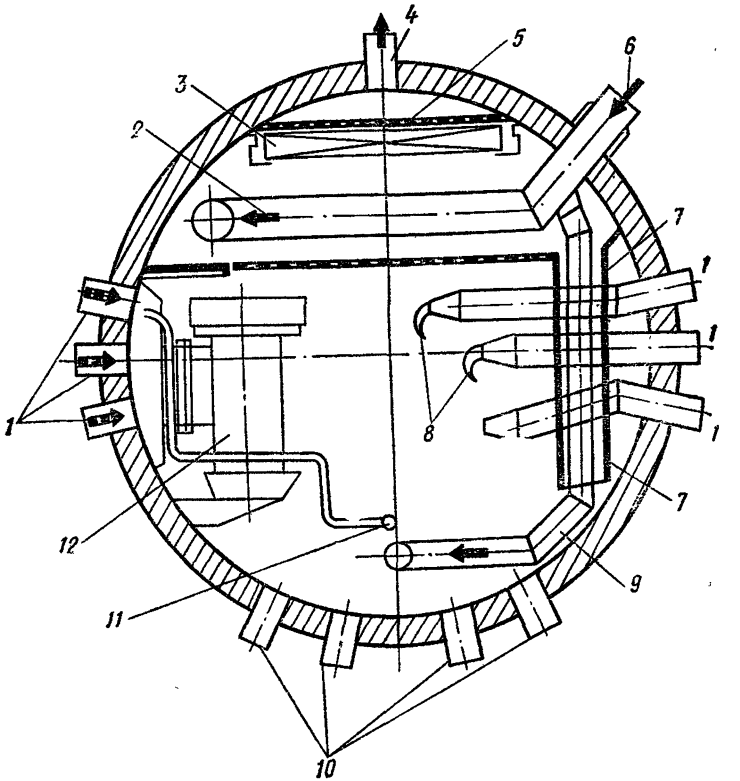


Рис. 8.16. Внутрибарабанные устройства котельного агрегата высокого давления

1 — пароводяная смесь из экранов; *2* — 50 % питательной воды на промывку; *3* — потолочные жалюзи; *4* — выход пара; *5* — потолочный дырчатый лист; *6* — питательная вода из экономайзера; *7* — короба для слива промывочной воды; *8* — циклонные насадки; *9* — остальные 50 % питательной воды; *10* — опускные циркуляционные трубы; *11* — подвод фосфатов; *12* — циклон

посередине его, исходя из возможности обеспечения нормального слива. Слив происходит под действием силы тяжести, как в обычном водосливе, только сила тяжести обычной текущей пароводяной смеси, погруженной в пар, равна ($\rho_{ст} - \rho''$). С учетом этого обстоятельства формула для расчета превышения слоя пароводяной смеси над порогом водослива принимает вид

$$\Delta H = 0{,}73\sqrt[3]{\frac{V^2\rho_{ст}}{b^2(\rho_{ст}-\rho'')}},$$

где $V = GV_{ст}$ — объемный расход пароводяной смеси, переливающейся через водослив, м^3/с; G — расход промывочной воды, переливающейся через водослив, кг/с; $\rho_{ст}$ — плотность пароводяной смеси, м^3/кг; b — длина кромки водослива, м.

Сечение сливных коробов должно быть достаточным для того, чтобы скорость воды в них не превышала 0,1 м/с, иначе возможны значительный захват пара с опускающейся водой, подъем уровня в коробе выше кромки водослива и затопление промывочного устройства.

Глава 9. ТОПЛИВНОЕ ХОЗЯЙСТВО И ШЛАКОЗОЛОУДАЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ СТАНЦИЙ НА ОРГАНИЧЕСКОМ ТОПЛИВЕ

9.1. ПРИНЦИПЫ ОРГАНИЗАЦИИ ТОПЛИВНОГО ХОЗЯЙСТВА

Топливное хозяйство тепловых станций (котельных) представляет собой сооружения, устройства и механизмы, необходимые для приема, разгрузки, хранения, перемещения и подачи топлива в котельные и топки котлов, а также для его обработки и подготовки к сжиганию. Принципиальная схема топливного хозяйства, условия и особенности его работы в каждом конкретном случае определяются многими факторами, основными из которых являются: а) вид, свойства и способ сжигания топлива; б) производительность котельной и ее расположение; в) способ доставки топлива. Вид топлива, сжигаемого в котельной, и схема топливного хозяйства оказывают существенное влияние на общую компоновку генерального плана и теплостанции. В общем случае топливное хозяйство разделяется на следующие участки: 1) узел доставки и приема поступающего топлива (разгрузка); 2) склады топлива; 3) устройства для подачи топлива в помещение теплостанции; 4) первичная подготовка топлива; 5) учет прибывающего и расходуемого топлива; 6) подготовка топлива к сжиганию; 7) подача топлива в топку котла.

Проектирование топливного хозяйства теплостанции ведется на основании нормативных документов; при максимальном расходе топлива $B^р < 150$ т/ч — по СНиП-II-35-76 «Котельные установки»; при $B^р > 150$ т/ч — по нормам проектирования топливного хозяйства электростанций Минэнерго. В общем случае на тепловой станции используется основное топливо, резервное (используемое в запланированные периоды отсутствия основного топлива) и аварийное (в незапланированное время отсутствия основного топлива). Топливное хозяйство должно обеспечивать надежную бесперебойную подачу необходимого количества топлива к тепловым станциям. При проектировании необходимо предусматривать: механизацию и автоматизацию всех процессов, связанных с транспортированием, разгрузкой, хранением, подготовкой к сжиганию и подачей в бункера котлов и в топки; обеспечение минимальной величины непроизводительных потерь топлива; уменьшение капиталовложений (начальных затрат) и эксплуатационных расходов на топливное хозяйство котельной.

9.2. ТЕПЛОВЫЕ СТАНЦИИ НА ТВЕРДОМ ТОПЛИВЕ

Топливное хозяйство промышленных и отопительных теплостанций (котельных) при сжигании твердого топлива наиболее сложное и дорогое. Принципиально технологическая схема компоновки оборудования топливного хозяйства может иметь различные варианты (рис. 9.1): а) все поступающее топливо, пройдя вагонные весы *1* (см. рис. 9.1, *а*), помещение *2* для размораживания вагонов с топливом в зимнее время, поступает в приемно-разгрузочное устройство *3*, откуда подается системой транспортирующих устройств через дробильную установку *4* на склад *5*. Со склада по мере необходимости топливо направляется в бункера сырого угля теплостанций *6* и из них через систему пылеприготовления *7* в топки котельной установки; б) все поступающее топливо, пройдя вагонные весы *1* (см. рис. 9.1, *б*), помещение для размораживания вагонов топлива в зимнее время *2*, приемно-разгрузочное устройство *3*, дробильную установку *4*, направляется в бункера теплостанции *6* или на склад *5*. Питание бункеров теплостанции может вестись со склада *5* или непосредственно после разгрузки топлива через дробильную установку *4*. Из бункеров *6* топливо поступает в систему после

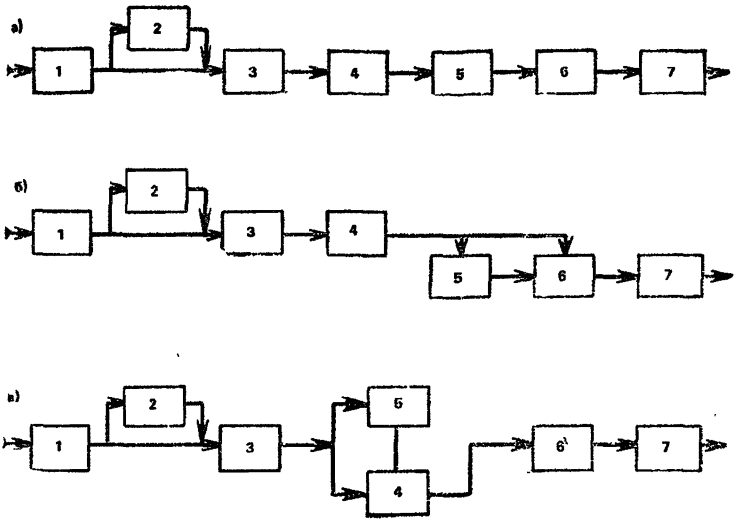


Рис. 9.1. Принципиальные схемы компоновки оборудования топливного хозяйства

1 — вагонные весы; *2* — помещение для размораживания топлива; *3* — приемо-разгрузочное устройство; *4* — дробильная установка; *5* — склад; *6* — бункер сырого угля; *7* — система пылеприготовления

пылеприготовления *7*; в) все поступающее топливо, пройдя вагонные весы *1* (см. рис. 9.1, *в*), помещение *2* для размораживания вагонов топлива в зимнее время, приемно-разгрузочное устройство *3*, откуда оно направляется в дробильную установку *4* или на склад *5*. Бункера *6* питаются топливом из дробильной установки *4*, в которую топливо может поступать непосредственно после разгрузки или со склада *5*. При сжигании твердого топлива в слое система пылеприготовления в теплостанции отсутствует.

Рассмотрим подробно каждый из элементов топливного хозяйства. Твердое топливо обычно доставляется в котельную саморазгружающимися железнодорожными вагонами по обычной или узкоколейной железной дороге и автомашинами. Грузоподъемность вагонов от 60 до 125 т. Разгрузку и обработку вагонов с топливом следует производить в течение не более 2—3 ч. При автотранспорте применяют самосвалы грузоподъемностью 2,5 т и более. Все поступающее твердое топливо до разгрузки

должно быть взвешено. Для разгрузки топлива, доставляемого по железной дороге, на территории котельной устраивают разгрузочные эстакады. Простейшей открытой эстакадой является насыпь высотой от 1,0 до 3,0 м с уложенными на ней железнодорожными путями (рис. 9.2). Длина эстакады определяется суточным расходом топлива и должна в зависимости от этого обеспечивать возможность одновременной разгрузки нескольких вагонов. В некоторых случаях вместо эстакады сооружают закрытые разгрузочные сараи для размораживания топлива в зимнее время. После разгрузки топливо направляют на склад с помощью автопогрузчиков, грейферных кранов, транспортеров или других механизмов.

Запас топлива, расходуемый в периоды перерывов в его поступлении, хранится непосредственно на территории котельной либо поблизости от нее на специально сооруженных для этого складах. Уголь, сланцы и торф хранят на открытом воздухе в штабелях. Топливо различных марок хранится в раздельных штабелях. В соответствии с назначением складов независимо от вида топлива их разделяют на базисные, расходные (оперативные), резервные аварийные и перевалочные. *Базисные склады* предназначены для длительного планового хранения топлива в целях обеспечения группы котельных топливом при длительных задержках в его доставке. *Расходные* (оперативные) склады организуют для хранения эксплуатационного запаса топлива, потребляемого котельной в отдельные дни или часы, при кратковременных задержках в поступлении топлива. Расходные склады проектируют при доставке топлива автотранспортом не более 7-суточного расхода, при доставке железнодорожным транспортом — не более 14-суточного расхода топлива. *Резервные* аварийные склады в зависимости от степени надежности достав-

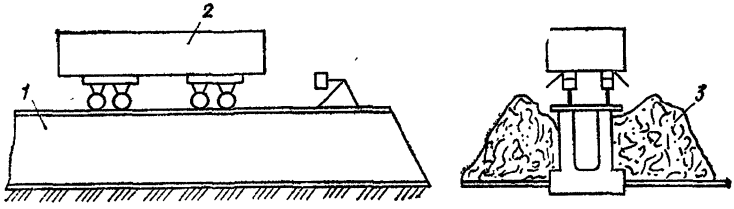


Рис. 9.2. Схема открытой эстакады для разгрузки твердого топлива
1 — открытая эстакада; 2 — саморазгружающийся вагон; 3 — разгруженное топливо

ки топлива проектируют с одно-, двухнедельным или месячным запасом топлива. *Перевалочные* склады сооружают у речных или морских причалов при перегрузке с водного транспорта на сухопутный для дальнейшего транспортирования топлива в котельные.

В домовых отопительных котельных при установке котлов под зданиями склады топлива располагают в смежных с котельными помещениях. В более крупных, отдельно стоящих котельных склады топлива обычно делают открытыми на специально подготовленных ровных незатопляемых площадках, имеющих дренажи для отвода атмосферных и грунтовых вод. При выборе площадки склада учитывают возможность непосредственной подачи к нему транспорта и возможность перемещения топлива со склада в котельную. Кроме того, для рационального проектирования, сооружения и надежной эксплуатации складов необходимо знать основные физические свойства твердого топлива, подлежащего хранению: влажность, склонность к самовозгоранию, смерзаемость, сыпучесть и др. При поступлении на склады котельной топлива с повышенной влажностью могут встретиться серьезные затруднения при его разгрузке, хранении и транспортировании внутри котельной: смерзание в вагонах и в штабелях, налипание на несущие элементы транспортирующих устройств, зависание в приемных бункерах с образованием сводов.

Влажные топлива при низкой температуре превращаются в крупные глыбы смерзшихся кусков. Смерзшееся топливо совершенно не обладает сыпучестью. Для предотвращения смерзания топлива при транспортировании производят предварительную его подсушку (обезвоживание), смешивание влажного топлива с сухим или с опилками, обмасливание тяжелыми маслами. В некоторых случаях приходится сооружать специальные «тепляки» (помещения с подачей в них горячего воздуха) для обогрева поступающих вагонов со смерзшимся топливом. При длительном хранении топлива в штабелях и бункерах могут происходить его самонагревание и затем самовозгорание. Главной причиной самонагревания твердого топлива является взаимодействие его с кислородом воздуха. При этом происходит реакция окисления углерода с выделением теплоты. При плохом отводе теплоты от места в штабеле, где происходит этот процесс, резко повышается температура угля, что может привести к самовозгоранию топлива.

Во избежание ухудшения качества запасов топлива вследствие самовозгорания на складе ограничивают сроки хранения различных категорий топлива: бурые длиннопламенные угли — 4—12 мес, газовые каменные угли — 12—36 мес, антрациты и каменные тощие угли — 24—36 мес. На склонность к самонагреванию существенное влияние оказывают: находящиеся в топливе минеральные вещества, сернистые соединения, влажность топлива и т. д. При хранении топлива имеются его потери. В зависимости от способа и продолжительности хранения изменяются качество и некоторые свойства топлива. Потери обычно делят на механические и химические. Механические потери топлива связаны с его распыливанием, выносом с атмосферными осадками и могут достигать 0,5—1,0 %. Более существенными потерями (до 5—10 %) могут оказаться при длительном хранении химические потери, связанные с выветриванием и озолением вследствие самовозгорания.

Топливо, подлежащее хранению, складывают в штабели длиной l = 25—30 м, имеющие вид равнобочной трапеции с основанием b = 10 м (рис. 9.3). Штабеля топлива, склонного к самовозгоранию, располагают на расстоянии более 15 м от котельной, а топлива несамовозгорающегося — на расстоянии 12 м. Расстояние штабелей от ограждающегося забора составляет 3 м. Для обслуживания склада сооружаются внутрискладские проезды шириной 3,5 м и площадки размером 12 × 12 м для разворота автомашин. Высоту штабеля h устанавливают в зависимости от способа и продолжительности хранения, а также от склонности его к самовозгоранию. При хранении бурых углей высота штабеля не выше 2—2,5 м, а антрацитов 4—5 м и более. Длительное хранение углей в штабелях нецелесообразно. Уголь в штабеля укладывают не позднее двух суток после подвоза послойно (толщина слоя 0,5—1,0 м) с уплотнением каждого слоя во избежание попадания воздуха. Верх и боковой откос покрывают слоем мелочи толщиной 100—150 мм.

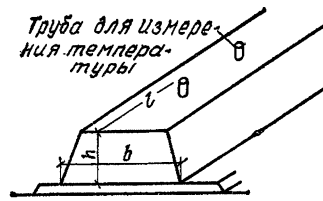


Рис. 9.3. Штабель твердого топлива на складе

Для предотвращения самовозгорания необходим постоянный контроль за температурой угля, для чего в штабель на расстоянии 4—5 м одна от

другой устанавливаются газовые трубы диаметром 25—30 мм (рис. 9.3, поз. *1*). Нижний конец труб не доходит до основания штабеля На ~0,5 м, верхний конец выступает над поверхностью на 0,2—0,3 м. В эти трубы ежедневно опускают термометры. Температура не должна превышать 60 °С. Места выхода труб на поверхность штабеля во избежание циркуляции воздуха уплотняют и замазывают глиной. Существует и более простой способ контроля: в разных местах штабеля устанавливают металлические стержни круглого сечения — 12—15 мм с выходящими концами 0,2—0,3 м. По скорости их нагрева (допустимо повышение температуры не более 2—3 °С в сут) и общему уровню температур стержней следят за температурой в штабеле. При скорости повышения температуры более 2—3 °С в сутки можно предполагать, что имеются очаги самовозгорания.

При самовозгорании тлеющее место отделяют от остальной массы угля с помощью поперечно прорытых в штабеле каналов на всю глубину. Тлеющий уголь тушат; этот участок уплотняют и обмазывают изоляционным слоем влажной глины с песком или с землей. Применять воду не рекомендуется. В случае самовозгорания всего штабеля охлаждения и прекращения горения достигают уменьшением высоты штабеля до 300 мм или перелопачиванием угля при быстрой раскладке его на возможно большей площади. Уголь, подвергшийся самовозгоранию, расходуется в первую очередь.

Кусковой и фрезерный торф хранится обычно в отдельных штабелях, расположенных друг от друга на расстоянии не менее 50 м. Штабель для кускового торфа допускается длиной не более 5 м, а фрезерного торфа — не более 2,5 м. Штабель фрезерного торфа обмазывают сырой торфяной крошкой. На каждом штабеле укрепляют табличку, на которой указывают: номер штабеля, дату поступления, количество, вид и марку топлива.

Комплекс механизмов и устройств, с помощью которых осуществляется подача топлива со склада в котельную, называется топливоподачей. Основными механизмами топливоподачи, получившими наиболее широкое распространение в котельных малой и средней мощности, являются: 1) автопогрузчики различных типов вместимостью ковша 1; 1,5 и 3,2 м^3, развивающие скорость с грузом до 34 км/ч; их целесообразно использовать в котельных с расходом топлива не выше 2,5—3,5 кг/с (рис. 9.4, *а*); 2) грейферные краны на гусеничном ходу с грузо-

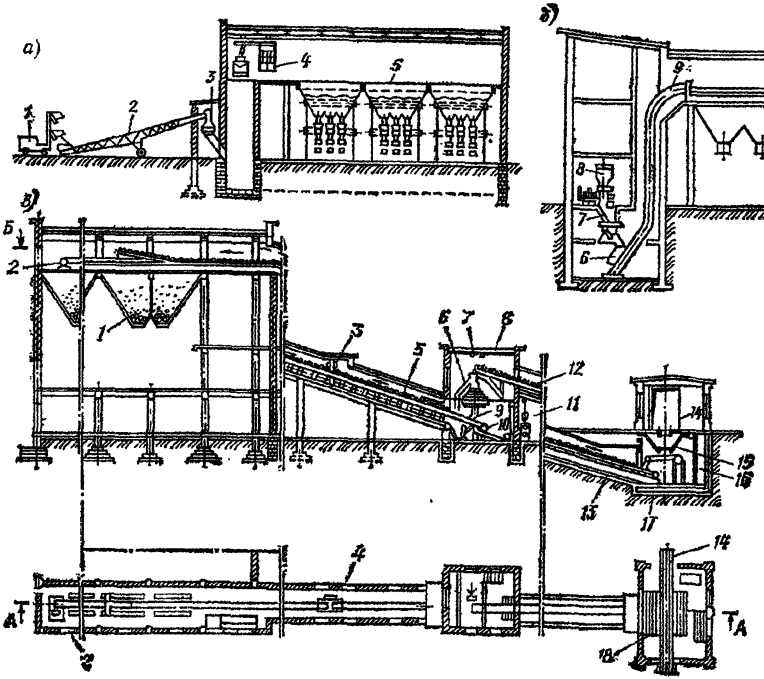


Рис 9.4. Схемы подачи топлива в котельную

а — однорельсовой тележкой с грейфером; *б* — вертикально-горизонтальным транспортером системы Шевьева; *1* — автопогрузчик; *2* — передвижной ленточный транспортер; *3* и *8* — дробилки топлива; *4* — тележка; *5* — бункер котлов; *6* — ковш; *7* — промежуточная воронка с решеткой; *9* — направляющие опоры подъемника; *10* — лебедка; *в* — ленточными конвейерами: *1* — бункеры для угля; *2* — приводная станция второго подъема; *3* — тележка для сброса угля с конвейера; *4* — автоматические весы; *5* — конвейер второго подъема; *6* — рукав для сброса угля мимо дробилки; *7* — приводная станция первого подъема; *8* — валковая дробилка; *9* — разгрузочный лоток; *10* — натяжное устройство; *11* — груз; *12* — ленточный конвейер первого подъема; *13* — питатель топлива; *14* — железнодорожный путь; *15* — приемный бункер; *16* — электродвигатель питателя; *17* — натяжная станция конвейера; *18* — надбункерная решетка

подъемностью до 5 т; их используют вместо автопогрузчика в котельных с расходом топлива 2,5—9,0 кг/с и больше; 3) скреперные установки, конструктивно выполняемые в виде ковша-лопаты (вместимостью до 2,75 м^3), открытой с одной стороны и прикрепляемой к стальному канату, который наматывается на барабан реверсивной лебедки (т. е. обеспечивающей движение и вперед и назад). Скреперные ковши объемом от 0,5 до 3 м^3 имеют скорость при рабочем ходе 1,0—1,5 м/с, при обратном ходе 2—3 м/с. Скреперную лебедку целесообразно устанавливать на уровне верха приемных бункеров. Это упрощает проводку троса, исключает необходимость установки дополнительных направляющих блоков; 4) вертикально-горизонтальный скиповый подъемник системы П. И. Шевьева (см. рис. 9.4, *б*). Автоматическую загрузку ковша скипа производят с помощью подвижного лотка, связывающего устье бункера с ковшом. Лоток передвигается с помощью механизма, приводимого в движение ковшом скипа. Максимальная суммарная длина вертикального и горизонтального ходов подъемника равна 25 м; скорость движения ковша 0,5 м/с, объем обычно 0,5 и 0,75 м^3; 5) различные виды конвейеров: ленточные, ковшовые и т. д. Ленточные конвейеры выполнены из бесконечно гибкой резиновой ленты, охватывающей два концевых барабана (см. рис. 9.4, *в*). Обычно используют желобчатые ленты шириной в зависимости от требуемой производительности от 500 до 2000 мм (рис. 9.5).

Обычно длина ленточного транспортера 10—15 м. У наклонных транспортеров угол наклона не должен превышать 18°. В качестве ковшовых конвейеров широкое распространение получили элеваторы, серийно выпускаемые нашей промышленностью.

9.3. СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПРИГОТОВЛЕНИЯ

Процесс подготовки твердого топлива для сжигания в камерных топках сложен, определяется рядом свойств (крупностью кусков, влажностью и т. п.) и состоит из следующих стадий: удаления металла и щепы с предварительным грубым дроблением в дробильной установке, подсушки и размола в системе приготовления пыли, подачи готовой пыли в топочные устройства. Выбор оборудования топливоприготовительных устройств и его эксплуатация зависят от фракционного состава (т. е. распределения кусков угля по размерам). Для определения коли-

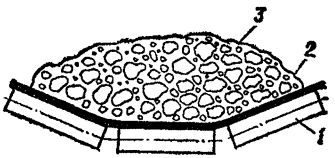


Рис. 9.5. Поперечный разрез ленточного конвейера

1 — опорные ролики; *2* — лента конвейера; *3* — слой угля

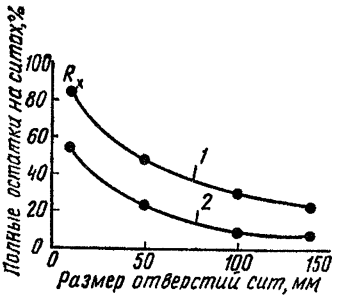


Рис. 9.6. Зерновая характеристика угля

1 — крупный уголь; *2* — мелкий уголь

чества кусков определенного размера в общей массе топлива отобранную пробу просеивают через набор сит, сетки которых имеют ячейки с линейными размерами 150, 100, 50, 25, 13, 6, 3 и 0,5 мм. Кривая зависимости остатка на сите от размера ячейки, выраженная в процентах от массы, называется *зерновой характеристикой* (рис. 9.6). Зерновая характеристика угля зависит от сорта топлива и условий добычи. Максимальным размером куска в массе топлива считается такой, при котором остаток на сите этого размера составляет 1 %.

Измельчение топлива в пыль происходит в основном за счет удара, раздавливания и истирания. В различных типах дробилок и мельниц эти способы разрушения кусочков топлива сочетаются по-разному. Удельный расход электроэнергии на помол зависит от механических свойств топлива. Его непосредственное определение затруднено, и поэтому оценку размольных свойств топлива ведут по лабораторному коэффициенту размолоспособности $K_{ло}$. Эталонное топливо — уголь АШ. Оба сорта топлива размалывают в воздушно-сухом состоянии в лабораторных стандартных мельницах от одинаковой крупности до одинаковой тонкости пыли. Коэффициент размолоспособности практически всегда больше единицы.

Схема подачи топлива в дробилку показана на рис. 9.7. В дробильную установку топливо из бункера сырого угля *1* подается ленточным транспортером *2*. Из слоя угля *3*, движущегося по ленте, с помощью щепоуловителя *4*, выполненного в виде гребенки, улавливаются деревянные включения, а с помощью электромагнитов *5*, установленных в конце транспортера, из-

влекается металл, который с магнитного сепаратора попадает в бункер *7*. Очищенное от металла топливо поступает на грохот *6*, где происходит разделение мелких фракций от крупных. Мелкие фракции осыпаются в бункер *8*, крупные — в бункер *9* и из него направляются в дробилку *10*.

Грохоты бывают неподвижные и подвижные. Они выполнены из отдельных колосников, расположенных на определенном расстоянии друг от друга, или из решетки (сита) с определенным размером отверстий. Неподвижные грохоты имеют обычно угол наклона колосников к горизонту 40°, подвижные — приводятся в колебательное движение специальным механизмом и имеют меньший угол наклона. Крупные куски угля, отделенные на грохоте, направляются в дробилку для измельчения. Показателем дробления служит кратность дробления, рассчитываемая как отношение максимальных размеров кусков угля до и после дробления $l = l_{нач}/l_{кон}$. Кратность дробления зависит от конструкции дробилок и может колебаться от 4 до 20. Наиболее распространенными типами дробилок являются валковые с параллельно расположенными ошипованными или гладкими валками и мо-

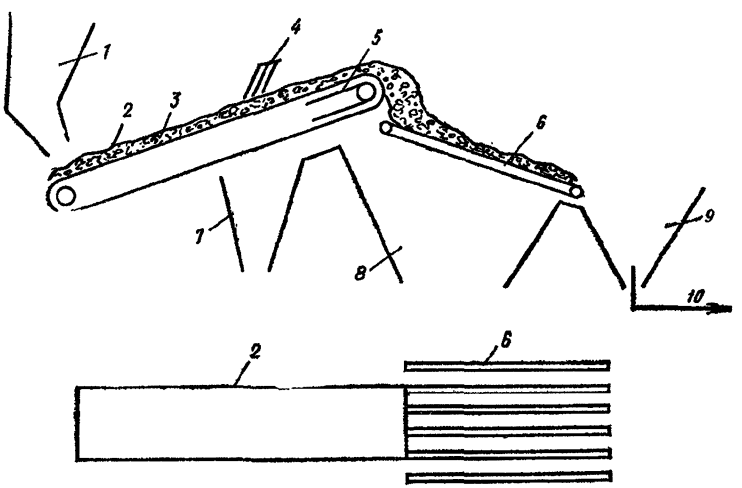


Рис. 9.7. Схема подачи топлива в дробилку

1 — бункер исходного угля; *2* — ленточный транспортер; *3* — слой движущегося угля; *4* — щепоуловитель; *5* — электромагниты, *6* — грохот; *7* — бункер сбора металла; *8* — бункер мелкого угля; *9* — бункер крупного угля; *10* — дробилка

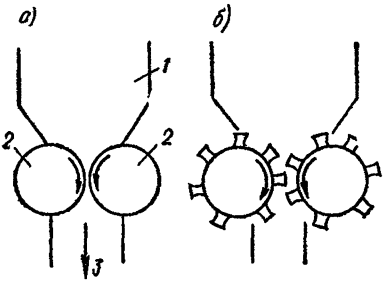


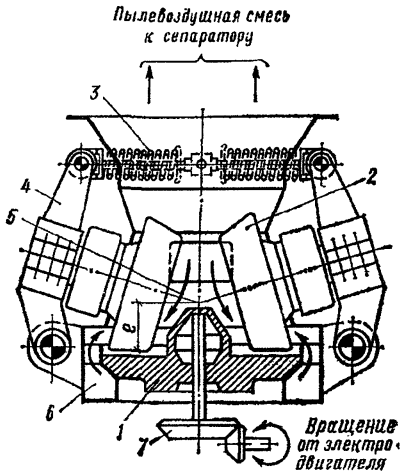
Рис. 9.8. Схемы валковых дробилок
а — с гладкими валками;
б — с зубчатыми валками

лотковые (рис. 9.8). Дробление угля в валковых дробилках происходит за счет раздавливания и раскалывания до максимального размера дробленого угля, равного зазору между валками.

После дробилок уголь направляется в мельницы для подсушки и измельчения его в пыль с размером частичек в зависимости от вида топлива и типа топочного устройства от 1 мкм до 300—500 мкм. В энергетике для размола топлива применяют четыре типа мельниц: мельничные вентиляторы (МВ), среднеходные валковые (ВСМ), быстроходные молотковые (ММ) и шаровые барабанные (ШБМ) (рис. 9.9). Тип мельниц выбирают в зависимости от физических свойств топлива (коэффициента размолоспособности, выхода летучих) и мощности котельного агрегата. Выбранная конструкция мельницы должна обеспечить надежную и экономичную работу котельного агрегата при минимальных капиталовложениях.

Быстроходная мельница-вентилятор состоит из колеса с лопатками, бронированного корпуса и сепаратора и обычно применяется для высоковлажных мягких бурых углей с большим выходом летучих и торфа. Сырой уголь подводится с торца мелющего колеса и за счет удара о лопатки измельчается. *Валковая среднеходная* мельница с горизонтальным столом состоит из двух валков, стола и корпуса. При вращении горизонтальной тарелки, в которой за счет усилия, создаваемого пружинами, прижимаются валки, последние катятся, подминая под себя топливо, и, раздавливая, измельчают его.

Быстроходная молотковая мельница состоит из вращающегося ротора, на котором на шпонках укреплены диски с шарнирно прикрепленными билами и кожуха. Топливо подается на вращающийся ротор *3* (см. рис. 9.9, *в* и *г*) и размельчается ударами бил *3*. В этих мельницах обычно размалывают сравни-



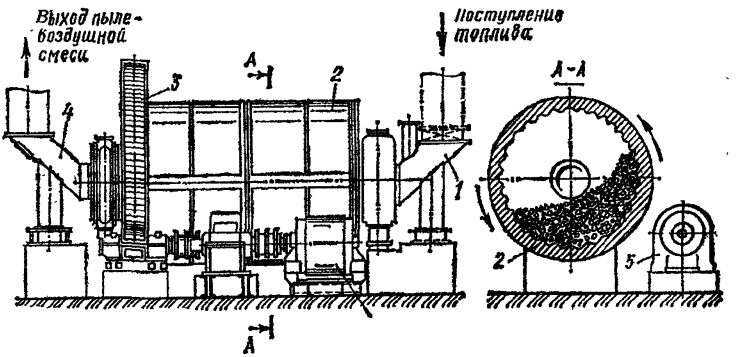
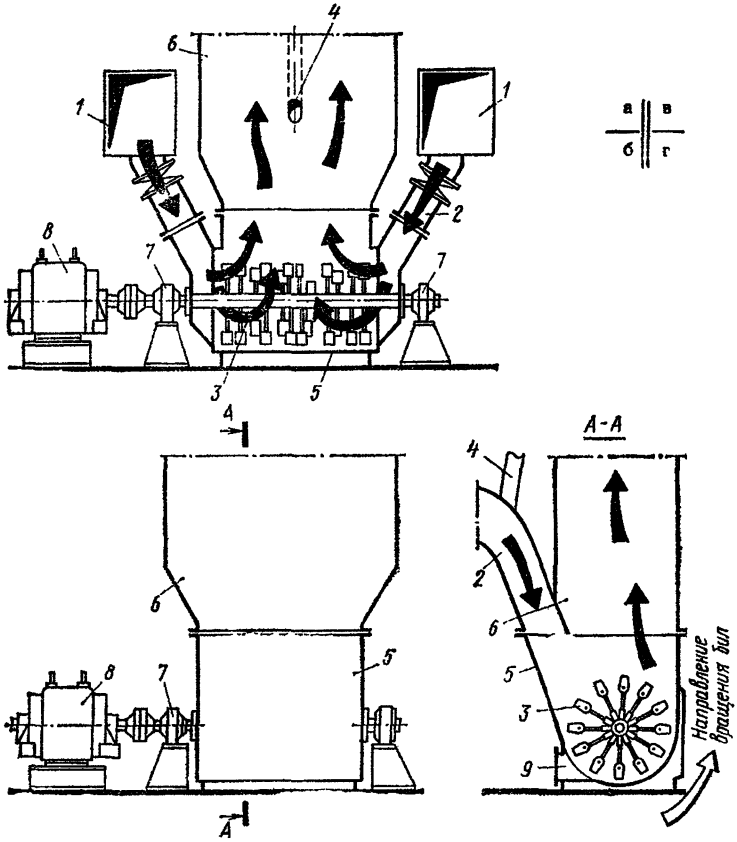


Рис. 9.9. Принципиальные схемы мельниц

а — валковая среднеходная: *1* — стол вращающийся; 2 — валки конические; *3* — пружины; *4* — рычаги; *5* — подача топлива, *6* — подача воздуха; *7* — редуктор; *б* — шаровая барабанная: *1* — патрубок подачи топлива; *2* — корпус мельницы; *3* — сепаратор пыли; *4* — патрубок выхода готовой пыли; *5* — электродвигатель; *в* — молотковая аксиальная: *1* — короб горячего воздуха; *2* — воздухоподающий патрубок; *3* — ротор с билами; *4* — углеподающий патрубок; *5* — корпус мельницы; *6* — мельничная шахта; *7* — подшипник; *8* — электродвигатель; 9 — карман для улавливания попадающих с топливом посторонних предметов; *г* — молотковая тангенциальная

тельно мягкие и имеющие значительный выход летучих топлива. При подаче топлива по оси мельницы (рис. 9.9, *в*) они называются аксимальными, при подаче по касательной к корпусу



мельницы (рис. 9.9, *г*) — тангенциальными. Шаровая барабанная мельница (см. рис. 9.9, *б*) состоит из цилиндра (барабана) диаметром 2—4 м и длиной 3—10 м, частично заполненного шарами диаметром 30—60 мм. Внутренние стенки барабана покрыты толстыми плитами (броней). При вращении барабана частотой 16—25 мин$^{-1}$ шары, поднимаясь на определенную высоту, падают. Размол топлива происходит за счет удара шаров и вследствие истирания перемещающимися шарами. Шаровые барабанные мельницы пригодны для размола углей всех сортов, однако применяются только для трудноразмалываемых топлив и топлив, требующих тонкого помола, так как имеют высокую стоимость и большой расход электроэнергии на помол.

Существующие в настоящее время системы пылеприготовления разделяют на центральные и индивидуальные. В *центральных* системах топливную пыль приготовляют в отдельных зданиях (пылезаводах) и используют для всех котельных агрегатов. Эти схемы из-за их сложности, высокой стоимости и недостаточной надежности не получили распространения. Приготовление пыли может производиться по замкнутой и разомкнутой схемам движения сушильных газов. В *замкнутой* схеме сушильные газы (горячий воздух, топочные газы), пройдя систему пылеприготовления вместе с водяными парами, сбрасываются в котел. При разомкнутой схеме сушильные газы с водяными парами сбрасываются в атмосферу.

Наиболее простыми являются *замкнутые схемы* пылеприготовления с прямым вдуванием (рис. 9.10). В них пыль из мельницы подается непосредственно в горелки котла. Производительность мельниц определяет нагрузка котла. В этих схемах обычно используются молотковые, среднеходовые мельницы и мельницы-вентиляторы. С шаровыми барабанными мельницами используются схемы пылеприготовления с промежуточным пылевым бункером (рис. 9.11, *а*). В указанных схемах в промбункере имеется определенный запас готовой пыли, что позволяет не связывать режим работы мельницы с нагрузкой котла. Мельницы могут работать на полной нагрузке, которая является наиболее экономичной. При высокой влажности топлива применяют индивидуальную систему пылеприготовления с разомкнутой схемой сушки и промежуточным бункером (см. рис. 9.11, *б*). Недостатком разомкнутой схемы являются потери 1—2 % готовой пыли и загрязнение атмосферного воздуха. По тракту системы пылеприготовления для всех углей, за исклю-

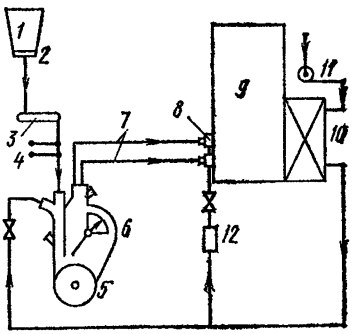


Рис. 9.10. Замкнутая схема пылеприготовления с прямым вдуванием пыли в топочную камеру

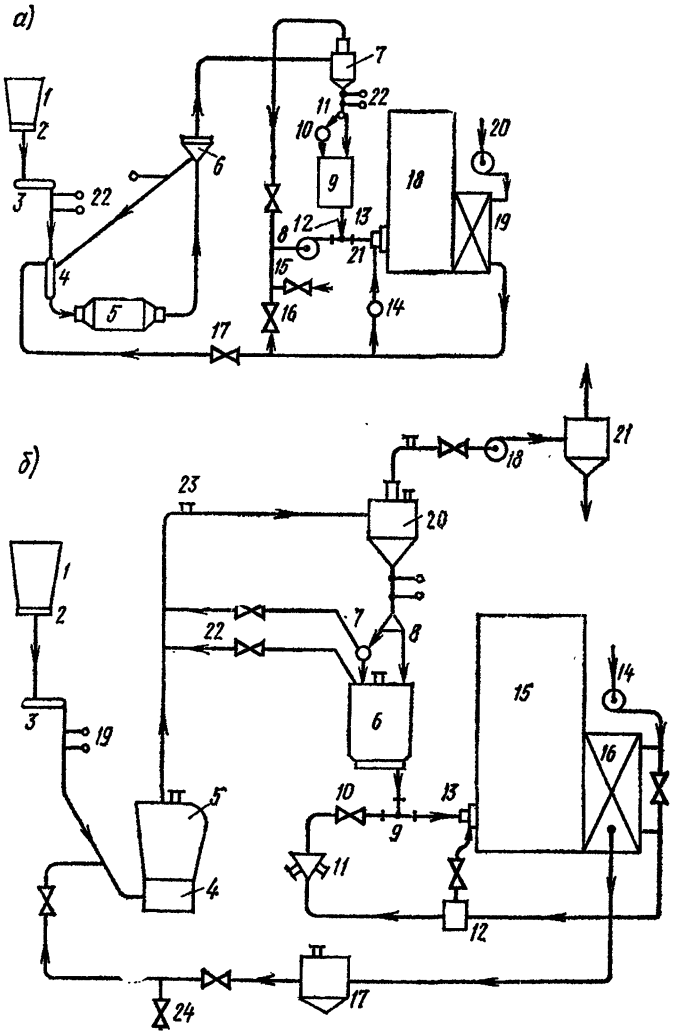
1 — бункер сырого топлива; *2* — отсекающий шибер; *3* — питатель сырого топлива; *4* — мигалка; *5* — мельница; *6* — сепаратор; *7* — пылепроводы; *8* — горелка; *9* — котел; *10* — воздухоподогреватель; *11* — дутьевой вентилятор; *12* — короб вторичного воздуха

чением антрацитов, полуантрацитов, расположены взрывные клапаны. Основными элементами пылесистем кроме дробилок, мельниц и конвейеров являются сепараторы, затворы-мигалки, питатели для подачи угля или угольной пыли, пылепроводы.

Сепараторы служат для отделения из пылевоздушной смеси с различным фракционным составом мелких фракций от крупных.

Простейшими типами сепараторов являются центробежные и инерционные. Центробежный сепаратор (рис. 9.12, *а*) представляет собой два вставленных один в другой конуса *3* и *4*, каждый с рукавом для возврата крупной пыли. Пылевоздушная смесь подводится снизу в наружный конус, и здесь вследствие резкого изменения скорости воздуха выпадают наиболее крупные фракции и через горловину возвращаются в мельницу. В верхней части сепаратора пылевоздушная смесь закручивается на завихряющих лопатках *6*, и во внутреннем конусе *4* отделяются крупные фракции пыли, которые через рукав *2* возвращаются в мельницу. Пыль фракционного состава, необходимого для эффективного сжигания, выходит через патрубок *5*. Сепараторы такой конструкции применяются в сочетании с молотковыми (ММ) и шаровыми барабанными мельницами (ШБМ). В *инерционном* сепараторе (см. рис. 9.12, *б*) разделение фракций пыли достигается изменением направления потока пылевоздушной смеси, определяемого конфигурацией корпуса *8* и расположением внутренней перегородки *10*, скоростью потока и положением шибера *9*. Отделившиеся от потока крупные частицы возвращаются в мельницу по каналу, отделенному перегородкой *7* от канала поступления дробленого топлива. Мелкие фракции, годные для сжигания, уносятся воздухом в горелки или в промежуточный бункер.

При разомкнутой схеме пылеприготовления из сепаратора пылевоздушная смесь поступает в корпус циклона (рис. 9.13) по патрубку *1*. В результате центробежного эффекта вращения потока пылеугольные фракции, отделившиеся в корпусе и на входе в лопатки *4*, ссыпаются в бункер, а очищенный воздух по внутреннему цилиндру выбрасывается через патрубок *5* в атмосферу. В верхней части внутреннего цилиндра *3* обычно расположен взрывной клапан. Существенным недостатком такой схемы является значительный выброс (до 1—3 %) готовой пыли. Поэтому рекомендуется установка за циклоном тканых рукав-



ных фильтров, что существенно влияет на экономию топлива в разомкнутых схемах пылеприготовления. Работа циклона резко ухудшается при подсосе в него атмосферного воздуха. Для уплотнения используют специальный клапан-мигалку (рис. 9.14). В верхней части корпуса 6 устанавливается пылеподводящий патрубок *1*, который запирается конусом *2*. Усилие запирания,

←

Рис. 9.11. Схемы пылеприготовления с промежуточным бункером

а — индивидуальная система с замкнутой схемой сушки: *1* — бункер сырого дробленого топлива; *2* — отсекающий шибер; *3* — питатель сырого угля; *4* — сушильная труба; *5* — мельница; *6* — сепаратор пыли; *7* — циклон; *8* — мельничный вентилятор; *9* — бункер пыли; *10* — реверсивный шнек; *11* — перекидной шибер; *12* — питатель пыли; *13* — горелка; *14* — короб горячего воздуха; *15—17* — клапаны; *18* — котел, *19* — воздухоподогреватель; *20* — дутьевой вентилятор, *21* — эжектор-смеснтель; *22* — клапаны-мигалки; *б* — индивидуальная система с разомкнутой схемой сушки: *1* — бункер сырого топлива; *2* — отсекающий шибер; *3* — питатель сырого топлива; *4* — мельница; *5* — сепаратор; *6* — бункер пыли; *7* — реверсивный шнек; *8* — перекидной шибер; *9* — эжектор-смеситель; *10* — пылепитатель; *11* — короб первичного воздуха; *12* — короб вторичного воздуха; *13* — горелка; *14* — дутьевой вентилятор; 15 — котел; 16 — воздухоподогреватель; *17* — золоуловитель; *18* — дымосос; *19* — мигалка; *20* — циклон; *21* — пылеуловитель; *22* — трубопровод влагоотсоса; *23* — взрывной клапан; *24* — клапан присадки атмосферного воздуха

создаваемое конусом, передается через опорную призму за счет усилия, создаваемого противовесом *5*, рычагом *4* и опорным острием *3* на запирающий конус.

При накоплении слоя пыли в пылеподводящем патрубке его давление превысит усилие, создаваемое противовесом, клапан-мигалка откроется, выпустив часть пыли в бункер.

Бесперебойная и устойчивая работа топочной камеры, регулирование нагрузки котла в значительной мере зависят от работы питательной пыли. Подачу угольной пыли регулируют изменением частоты вращения питателей. Регулирование шиберами ненадежно и может привести к застреванию пыли в промежуточном бункере. У хорошо работающего питателя пыли производительность возрастает почти пропорционально числу оборотов. Для подачи определенного количества пыли из бункера в горелки котла используются различные типы питателей пыли. Наиболее распространенными являются *шнековые* (рис. 9.15, *а*) и *лопастные* (рис. 9.15, *б*) питатели пыли. В *шнековом* питателе горизонтальный винт (шнек) *1* при вращении от электродвигателя *3* забирает пыль из бункера *4* и переносит ее в другой конец цилиндрического корпуса, откуда она по патрубку *2* ссыпается в отводящий трубопровод. Такие питатели просты в изготовлении и ремонте, однако не всегда обеспечивают необходимую равномерность подачи топлива. Поэтому в последнее время чаще применяют *лопастные* питатели. На вертикальном валу лопа-

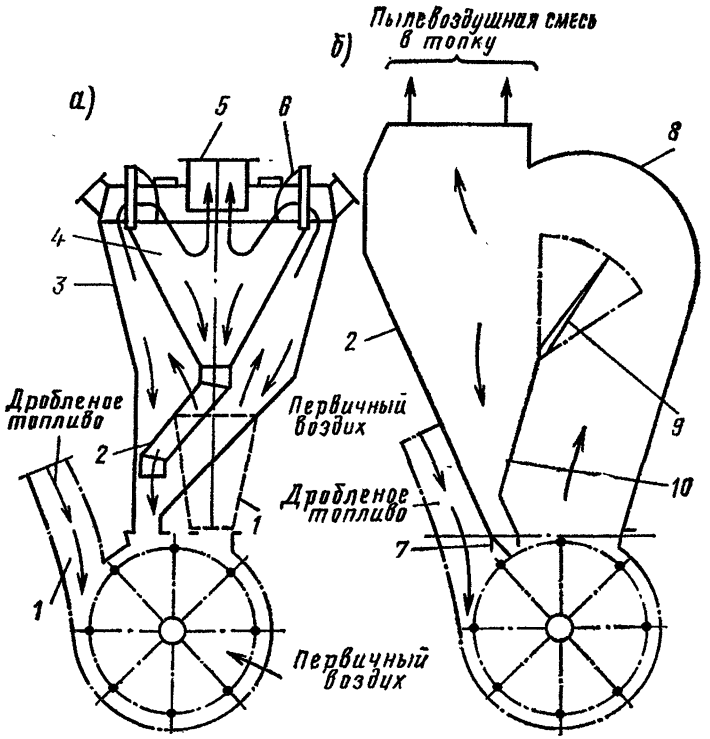


Рис. 9.12. Сепараторы пыли

а — центробежный; *б* — инерционный; *1* — короб подачи пылевоздушной смеси в сепаратор; *2* — возврат крупных частиц топлива в мельницу; *3* — наружный конус; *4* — внутренний конус; *5* — пылевыдающий патрубок; *6* — завихривающие лопатки; *7* — разделительная перегородка; *8* — корпус; *9* — шибер; *10* — внутренняя перегородка

стного питателя одновременно вращаются два колеса *4* и *6*, разделенных перегородкой с окном *5*. Угольная пыль непрерывно взрыхляется ворошителем *1* и попадает через верхнее окно *3* на верхнее колесо. Лопасти этого колеса переносят пыль на противоположную сторону питателя, где через второе окно *5* пыль просыпается на нижнее колесо, снова переносится горизонтально на пол-оборота и через патрубок *7* выходит из питателя в отводящий трубопровод. Удовлетворительная равномерность подачи пыли любыми питателями обеспечивается лишь при достаточно большой высоте слоя пыли в промежуточном бункере.

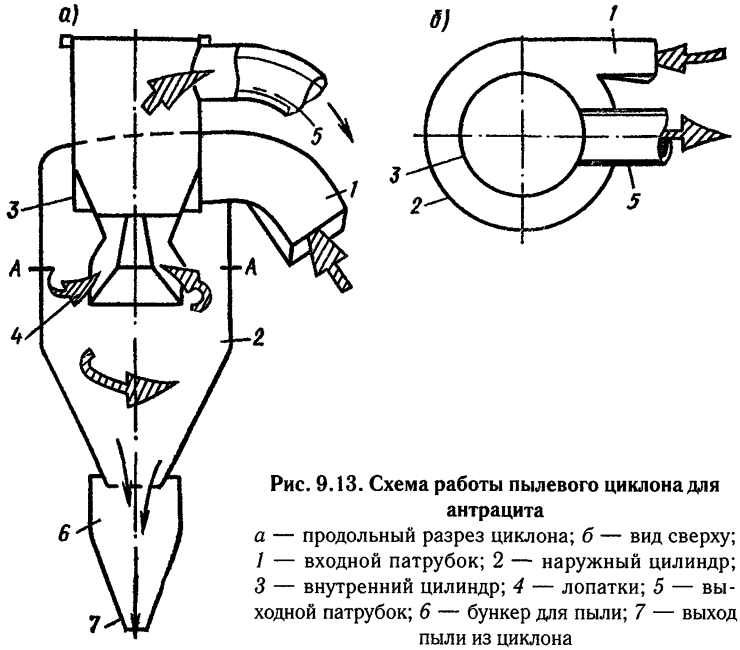


Рис. 9.13. Схема работы пылевого циклона для антрацита

а — продольный разрез циклона; *б* — вид сверху; *1* — входной патрубок; 2 — наружный цилиндр; *3* — внутренний цилиндр; *4* — лопатки; *5* — выходной патрубок; *6* — бункер для пыли; *7* — выход пыли из циклона

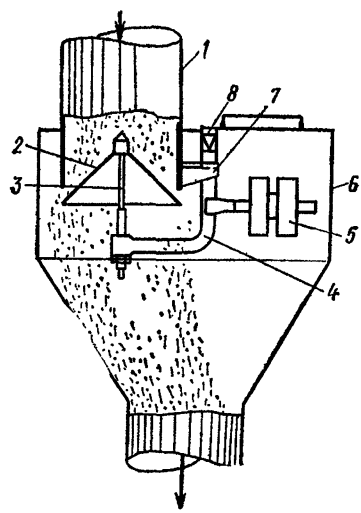


Рис. 9.14. Схема действия мигалки ВТИ

1 — пылеподающий патрубок, расположенный под пылевым циклоном; *2* — конус; *3* — опорное острие; *4* — согнутый рычаг; *5* — противовес; *6* — корпус; *7* — опорный кронштейн; *8* — опорная призма согнутого рычага

9.4. ТЕПЛОВЫЕ СТАНЦИИ НА ЖИДКОМ ТОПЛИВЕ

Мазутное хозяйство состоит из комплекса сооружений, включающих приемно-сливные устройства, мазутохранилища, мазутонасосную станцию, соединительные трубопроводы между насосной и зданием станции и мазутопроводы, расположенные в пределах тепловой станции. Эти устройства должны обеспечивать безотказную приемку, хранение и подачу требуемого количества мазута в котельную с соответствующей подготовкой его для надежного сжигания в топках котлов (подогрев, отстой от воды и механических примесей). Жидкое топливо (мазут и другие продукты переработки нефти) могут доставляться по трубопроводам, нефтеналивными судами (при расположении котельной вблизи судоходной реки), железнодорожными цистернами или автомобильным транспортом. Мазут может быть основным топливом, резервным (например, в зимние месяцы), аварийным, позволяющим быстро перевести в случае необходимости с одного вида топлива на другой, или топливом для подсвечивания при растопке. Если мазут идет как основное топливо, то вместимость мазутохранилищ должна быть из расчета 10-суточного запаса, а если как аварийное — 3-суточного.

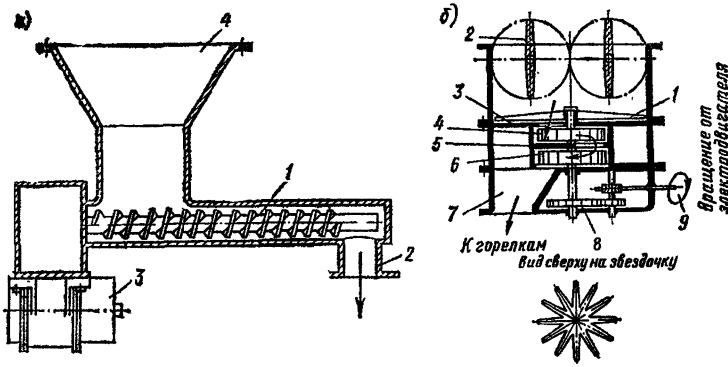


Рис. 9.15. Схемы питателей пыли

а — шнековый питатель: *1* — шнек; *2* — пылевыводящий патрубок; *3* — электродвигатель; *4* — бункер пыли; *б* — лопастной питатель пыли: *1* — ворошитель; *2* и *3* — звездочки; *4* — пылевыдающий патрубок; *5* и *6* — диски с окнами; *7* — патрубок подачи пыли; *8* — редуктор; *9* — привод от электродвигателя

Для правильного выбора принципиальной схемы мазутного хозяйства и оборудования, обеспечивающих надежную эксплуатацию, необходимо знать основные физические свойства жидкого топлива: вязкость; температуру застывания; температуру вспышки и воспламенения; количество воды, механических примесей, серы (см. гл. 1). Для предотвращения застывания мазут необходимо поддерживать при определенной температуре, которая обеспечивала бы его слив, отстой и перекачку.

Типовая схема мазутного хозяйства теплостанции (когда мазут является основным топливом) показана на рис. 9.16. Из железнодорожных цистерн *1*, располагающихся при сливе на эстакаде *2*, мазут по переносному сливному лотку *3* поступает в сливной желоб *4* и затем по отводящей трубе *5* — в приемную емкость *6*. Из нее мазут по мазутопроводам подается в фильтры грубой очистки *10* и через насосы *9* и фильтры тонкой очистки *8* закачивается в емкость мазутохранилища *7*. Из емкости мазутохранилища по мере необходимости через фильтры тонкой очистки и подогреватели *13* насосами *12* мазут подается в горелочные устройства *14* котлоагрегатов. Часть разогретого мазута направляется по линии рециркуляции *15* в мазутохранилище

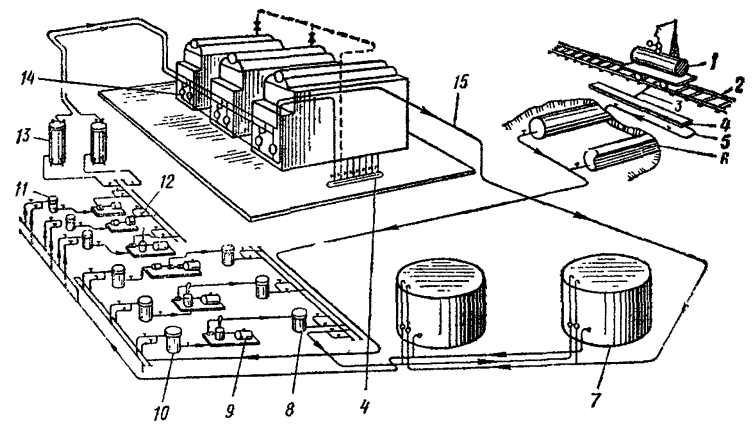


Рис. 9.16. Схема мазутного хозяйства с наземным мазутохранилищем
1 — железнодорожная цистерна; *2* — эстакада; *3* — переносный лоток; *4* — сливной желоб; *5* — отводящая труба; *6* — приемные емкости; *7* — мазутохранилище; *8* и *11* — фильтры тонкой очистки; *9* и *12* — насосы; *10* — фильтры грубой очистки; *13* — подогреватели; *14* — горелки котлов; *15* — линия рециркуляции

для разогрева находящегося там мазута. Рециркуляция мазута предназначена для предупреждения застывания мазута в трубопроводах при уменьшении или прекращении его потребления. Она заключается в возвращении в мазутохранилище избытка мазута по специальному трубопроводу. Если мазут используется периодически (для растопки), то его рециркуляция также осуществляется по замкнутому контуру: мазутные баки — насосная — котельная — мазутные баки. При этом мазут подогрет и по мере необходимости подается к форсункам.

При сливе из железнодорожной цистерны мазут сливается самотеком по открытым лоткам (желобам) в приемные баки. По дну лотков проложены паропроводы. Слив мазута из цистерн производится через нижний сливной прибор в межрельсовые желоба шириной 930 мм, имеющие уклон к середине 6,5 мм на метр длины желоба.

Мазут из приемных резервуаров перекачивается погружными нефтяными насосами в основные резервуары для хранения. Подогрев мазута в приемных и основных резервуарах до 70 °С производится обычно трубчатыми подогревателями поверхностного типа, обогреваемыми паром. Конденсат отработавшего пара от подогревательных устройств лотков и приемных резервуаров обычно сбрасывается через барботеры в канализацию. Подогреватели мазута собраны из отдельных секций с самостоятельным вводом и выводом пара, что обеспечивает возможность отключения отдельных секций при выходе их из строя. Для уменьшения опасности «донных» отложений и загрязнений поверхностей нагрева при длительном хранении к мазуту добавляют жидкие присадки. В водогрейных котельных отсутствует пар, поэтому в некоторых районных котельных раньше устанавливали специальные паровые котлы для разогрева мазута, что вызывало увеличение первоначальных затрат и усложняло их обслуживание. Наиболее рационально в этих случаях переводить водогрейные котлы на работу в режим с постоянной температурой нагрева воды до 150 °С или с постоянной температурой воды на входе в котел 110 °С и подогревать мазут горячей водой.

Для слива мазута из цистерн применяют нижеописанные способы разогрева: 1) *открытым паром*. При этом способе в цистерну водят штангу, через которую подают пар, затем по мере подогрева вводят гибкие шланги, через которые также подают пар до момента разжижения мазута; 2) *циркуляцион-*

ный подогрев. При этом способе предварительно прогревают объем в центре цистерны и затем мазут центробежным насосом прокачивается через наружный теплообменник для подогрева топлива на 10—20 °С ниже температуры вспышки и подается к брандспойту, установленному в цистерне. Рециркуляцию производят до полного слива мазута из цистерны; 3) в цистерны, оборудованные *паровой рубашкой*, подают пар, в результате чего через несколько минут стенки корпуса нагреваются до температуры 80 °С и мазут начинает стекать по горячей поверхности к сливному патрубку. При этом температура мазута в прилегающем слое повышается, а вязкость падает; 4) *слив мазута под избыточным давлением*. При этом способе на люк колпака цистерны герметично устанавливают съемную крышку, имеющую специальные патрубки, через которые подается водяной пар или сжатый воздух, и постоянно измеряется давление в цистерне; 5) *разогрев* железнодорожных цистерн с *помощью тепляков-сараев*, в которые подается горячий воздух с температурой до 120 °С; 6) *виброподогрев* позволяет существенно повысить эффективность между поверхностью нагрева, вводимой в цистерну, и обогреваемым мазутом; 7) *индукционный* подогрев с помощью пропускания электрического тока через катушку, благодаря чему возникают токи Фуко, разогревающие цистерну. Этот способ требует установок сложного электрического хозяйства; 8) *электрический* подогрев с помощью устанавливаемых с двух сторон цистерн двух электрорефлекторов. Этот способ требует большого расхода электроэнергии.

Мазутопроводы прокладывают с уклоном не менее 0,01 для слива мазута в приямки, располагаемые в мазутонасосной. Для перекачки мазута устанавливают поршневые, роторно-зубчатые и центробежные насосы. Подача всех рабочих насосов должна обеспечивать не менее 150 % фактически необходимого расхода. Давление, создаваемое насосами, выбирают от 0,02 до 3,5 МПа, исходя из типа применяемых форсунок. При расчете трубопроводов скорость мазута в них принимают 0,8—1,0 м/с для всасывающих линий и 1,0—1,5 м/с для нагнетательных. Для ликвидации пробок застывшего мазута при их появлении мазутопроводы продувают паром. В мазутонасосной станции размещено следующее оборудование: 1) технологическое (мазутные насосы, фильтры, подогреватели, трубопроводы с арматурой, измерительная аппаратура — счетчики, манометры, термометры и т. п.); 2) энерге-

тическое (двигатели для насосов, задвижек, пусковая аппаратура для двигателей, электрические устройства и осветительная аппаратура); 3) санитарно-техническое (вентиляционные установки, отопительные приборы и т. п.); 4) грузоподъемное (мостовые краны, монорельсы с тельферами, блоки, лебедки и т. п.).

Мазутохранилища разделяют на наземные, полуподземные (заглубленные) и подземные. Запас мазута содержится в резервуарах, число которых, как правило, принимают не менее двух, а их суммарную вместительность выбирают в зависимости от производительности котельной, дальности и способа доставки (железнодорожный, трубопроводный и другие виды транспорта). Применяют нормальный ряд мазутохранилищ вместительностью 100, 200, 500, 1000, 2000, 3000, 5000, 10 000 и 20 000 м^3. Резервуары бывают основные, расходные и резервные. Все они должны обладать: безопасностью хранения топлива в пожарном отношении; полной герметичностью; несгораемостью, долговечностью, коррозионной стойкостью против воздействия агрессивных грунтовых вод и хранимого топлива; удобствами обслуживания и очистки от отстоя и осадков; возможностью установки внутри резервуара подогревающих устройств и другого технологического оборудования.

Резервуары мазутохранилища обычно выполняют железобетонными или металлическими. Последние применяют в районах Крайнего Севера и в сейсмических районах. Теплоизоляция таких хранилищ выполнена из пенополиуретана, но, так как она гидрофобна, то поверху обшита железом. При высоком стоянии грунтовых вод или в сейсмических районах целесообразно применять наземные мазутохранилища. Если на площадке котельной нет места для мазутохранилища, его располагают за пределами территории котельной. Если расстояние до хранилища более 1 км, то в смежных с котельной помещениях размещают расходные баки вместимостью до суточного запаса, но не более 10 т. Непосредственно в котельной (но не под котлами или экономайзерами) можно устанавливать баки вместимостью не более 0,5 м^3.

9.5. ТЕПЛОВЫЕ СТАНЦИИ НА ГАЗООБРАЗНОМ ТОПЛИВЕ

Газовое хозяйство теплостанций несложно, относительно невысокой стоимости по капитальным затратам и наиболее надежно в эксплуатации. При использовании в котле газообразно-

го топлива подготовка последнего сводится к подводу к горелкам и дросселированию до нужного давления. В коммунальной энергетике в качестве топлива используются природный газ и сжиженный газ в баллонах или в специальных цистернах (емкостях). Природный газ, как правило, применяется для всех трех основных видов бытового теплопотребления (отопления, горячего водоснабжения и пищеприготовления). Однако это топливо экономически целесообразно применять только в населенных пунктах, расположенных в зоне прокладки газопроводов на расстоянии не более 4—5 км от них.

На ТЭЦ, в промышленные и коммунальные тепловые станции, жилые и общественные здания газ подается под давлением; от магистралей по трубопроводам к районным газораспределительным станциям (ГРС), где давление его редуцируется до необходимой величины, а затем от ГРС газ распределяется по районным или промышленным газораспределительным пунктам (ГРП). Здесь происходит дальнейшее дросселирование газа до давления, требующегося потребителям газа, которое автоматически поддерживается постоянным независимо от его расхода.

Газопроводы в зависимости от рабочего давления газа бывают: *низкого* давления — до 0,002 МПа для искусственного газа, до 0,003 МПа для природного газа и 0,0035—0,004 МПа для сжиженного газа; *среднего* давления — выше 0,005 до 0,3 МПа; высокого давления — выше 0,3 до 0,6 МПа; *высокого* давления для подачи газа отдельным промышленным предприятиям — выше 0,6 до 1,2 МПа. Для промышленного потребления газ может подаваться непосредственно из газопроводов или сетей газовых заводов, а в тех случаях, когда требуется меньшее давление газа, чем в газопроводе, снижение давления газа и автоматическое поддержание его на заданном уровне производятся: 1) в газорегуляторных пунктах (ГРП), сооружаемых на городских распределительных сетях, а также на территории промышленных и коммунальных предприятий; 2) в газорегуляторных установках (ГРУ), монтируемых непосредственно у потребителей и предназначенных для снабжения газом котлов и других агрегатов, расположенных только в одном помещении.

Газорегуляторные пункты и газорегуляторные установки в зависимости от величины давления газа на входе в них делят-

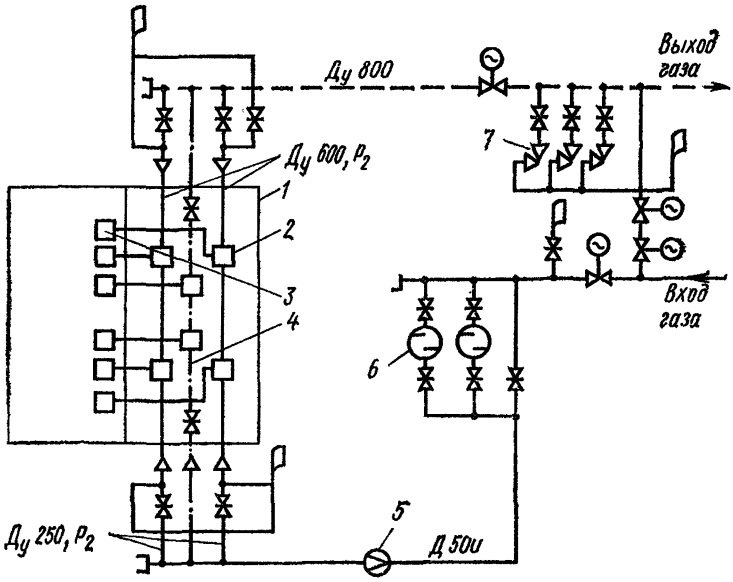


Рис. 9.17. Схема автоматизированного ГРП

1 — закрытое помещение ГРП; *2* — регулирующая поворотная заслонка (ПРЗ); *3* — исполнительный механизм ПРЗ; *4* — линия малого расхода; *5* — расходомер; *6* — фильтр сухой очистки газа; *7* — предохранительный клапан

ся: на ГРП и ГРУ среднего давления с давлением газа свыше 0,005 до 0,3 МПа и на ГРП и ГРУ высокого давления с давлением газа свыше 0,3 до 1,2 МПа. Газорегуляторный пункт (ГРП), размещенный на территории теплостанции, снабжает газом потребителя с одним или несколькими ступенями давления. На рис. 9.17 показана принципиальная схема автоматизированного ГРП. Более подробно все вопросы газоснабжения рассмотрены в специальном курсе.

9.6. ШЛАКОЗОЛОУДАЛЕНИЕ

В процессе сжигания топлива содержащаяся в нем зола выделяется в виде шлака, остающегося в топке, и в виде летучей золы, уносимой продуктами сгорания, частично оседающей в газоходах и улавливаемой в золоуловителях, а частично удаляемой через дымовую трубу в атмосферу. Шлак, удаляемый из

топки, — это часто крупные бесформенные куски (размером до 250—300 мм) губчатой массы. Унос, осаждающийся в газоходах и золоуловителях, представляет собой сыпучую подвижную смесь частиц золы и несгоревшего топлива. Наряду с подачей твердого топлива удаление золы и шлака являются наиболее трудоемкими операциями. К шлакозолоудалению предъявляют следующие основные требования: обеспечение нормальных санитарно-гигиенических условий и безопасности работы; минимальные эксплуатационные расходы на удаление и транспортировку золы и шлака; возможность дальнейшего использования шлака и золы. Процесс шлакоудаления состоит из удаления шлаков и золы из котельных агрегатов, уборки и их транспортировки с территории.

Основными способами шлакоудаления являются: ручное, механизированное, пневматическое и гидравлическое. *Ручное* шлакозолоудаление применяют в небольших производственно-отопительных котельных. При ручном удалении используют узкоколейные вагонетки с опрокидывающим кузовом. Эти вагонетки перемещаются по рельсам. Шлак и зола перевозятся на шлакоотвал сухими. При *механизированном* периодическом шлакозолоудалении применяют скреперные установки, скиповые подъемники, скребковые транспортеры, шлаковыгружатели. В помещениях, где установлены котельные установки, наибольшее распространение получили схемы шлакозолоудаления со скреперными установками (рис. 9.18). Шлак и золу, предварительно залитые водой в бункере, сбрасывают в шлаковый канал, откуда скрепером подают по наклонной эстакаде в сборный бункер, установленный вне здания. Для осмотра и ремонта скре-

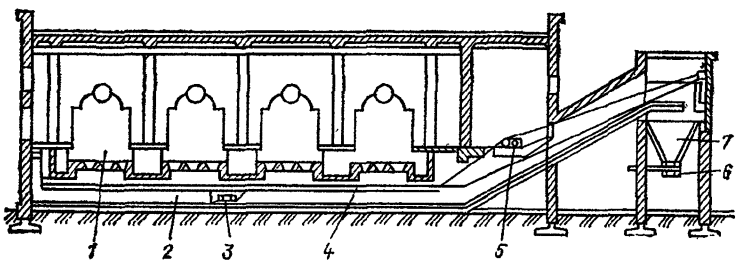


Рис. 9.18. Схема скреперного шлакозолоудалеиия
1 — топки котлов; *2* — шлаковый канал; *3* — скрепер; *4* — система канатов; 5 — лебедка; *6* — шибер; *7* — шлаковый бункер

перной установки вдоль канала делают сквозной проход шириной 1000 мм и высотой 1900 мм, отделенный барьером. В канале предусмотрены электрическое освещение и вентиляция.

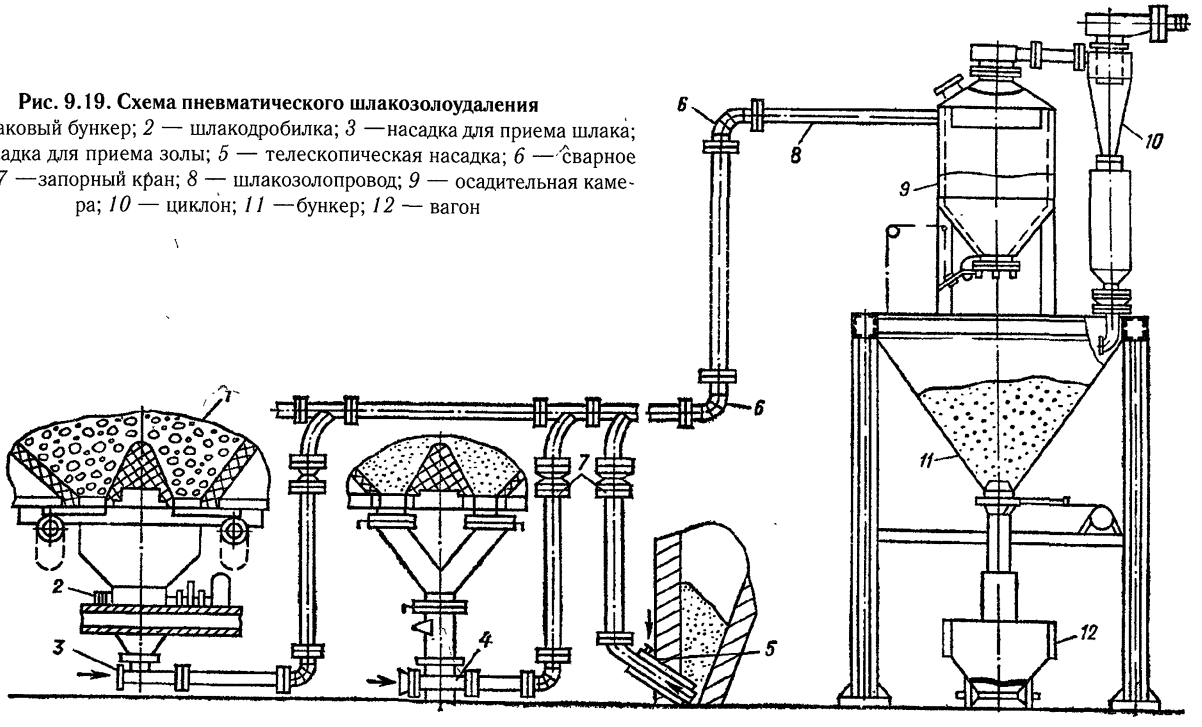
Скрепер передвигается по узкоколейным рельсам с помощью лебедки и тяговых каналов. Изменение направления движения скрепера осуществляется с помощью автоматически переключающего устройства. Для увеличения надежности работы скреперной установки проводка канатов имеет минимальное число направляющих роликов и перегибов. Из сборного бункера шлак автомашинами или железнодорожными вагонами вывозят на золоотвал. Для бесперебойной работы системы шлакозолоудаления рекомендуется предусматривать дублирующую скреперную установку, при этом обе установки могут работать одновременно порознь. Преимущество скреперной установки состоит в простоте ее конструкции, недостаток — малая надежность вследствие частых разрывов канатов.

Пневмошлакозолоудаление. При этом способе шлак и зола удаляются по двум схемам: нагнетательной и всасывающей. В первой схеме шлак и зола транспортируются воздухом, который подается в трубопроводы высоконапорным вентилятором, и поэтому весь тракт находится под давлением. В случае неплотностей в стыках трубопроводов и их износа возможны утечки воздуха. Этого недостатка можно избежать, если применить всасывающую схему (рис. 9.19), по которой шлак и зола транспортируются воздухом, всасываемым в систему с помощью различных вакуумных механизмов; при этом вся система находится под разрежением. Для создания вакуума используют высоконапорные вентиляторы, вакуум-насосы, пароструйные эжекторы. Заметим, что пароструйные эжекторы получили наибольшее распространение ввиду простоты их конструкции и безотказности в работе.

Шлак из шлаковых бункеров котлоагрегата поступает в дробилку, в которой он измельчается до размера 20 мм. Дробленый шлак, а также зола из газоходов котлоагрегата и из золоуловителей поступают во всасывающие насадки, где подхватываются воздухом, перемешиваются с ним и по трубопроводам транспортируются в циклон, где они отделяются от воздуха. Воздух отсасывается через пылеуловитель паровым эжектором, создающим разрежение в системе, и вместе с паром выбрасывается в атмосферу через дымовую трубу. Из циклона шлак и зола через

Рис. 9.19. Схема пневматического шлакозолоудаления

1 — шлаковый бункер; *2* — шлакодробилка; *3* — насадка для приема шлака; *4* — насадка для приема золы; *5* — телескопическая насадка; *6* — сварное колено; *7* — запорный кран; *8* — шлакозолопровод; *9* — осадительная камера; *10* — циклон; *11* — бункер; *12* — вагон



клапан-мигалку сбрасываются в сборный бункер, откуда автомашинами или железнодорожными вагонами вывозятся на золоотвал или для дальнейшего использования.

Скорость воздуха в трубопроводе при диаметре его 90—120 мм должна быть не менее 25 м/с для шлака. Концентрация взвешенных в воздушном потоке частиц шлака и золы не должна превышать 3,5—7,0 кг/кг воздуха. Производительность одной системы составляет до 30 т/ч шлака и золы. Расстояние, на которое могут транспортироваться шлак и зола, по экономическим расчетам составляет 150—180 м. В случае увеличения этого расстояния до 800—3000 м применяют всасывающе-напорную схему, т. е. от шлакового бункера котельного агрегата до сборного бункера применяют всасывающую схему, а от сборного бункера и далее транспортируются очаговые остатки напорным пневмотранспортом.

К преимуществам системы пневмошлакоудаления относятся: компактность, простота устройства и обслуживания; хорошие санитарно-гигиенические условия; возможность использования шлака и золы для строительных целей. Недостатки этой системы: большой расход электроэнергии на транспортировку шлака и золы; повышенная стоимость установки из-за наличия большого количества аппаратов, трубопроводов, циклонов, вакуум-насосов и др.; значительный износ оборудования (дробилок, циклонов и др.). Пневматическое шлакозолоудаление применяют в помещениях теплогенераторов малой и средней мощности при необходимости сохранения шлака и золы в сухом виде для их дальнейшего использования.

Схемы *гидрошлакозолоудаления* разделяют на следующие: низконапорные с применением багерных насосов или гидроаппаратов инженера Москалькова, смешанные (гидропневматические) с эрлифтнасосами и самотечные. Гидрошлакозолоудаление применяют в котельных при удалении шлака и золы более 10 т/ч при достаточном количестве воды и близости золоотвала. Часто используют смешанную схему гидрошлакозолоудаления, т. е. в пределах помещения, где установлены котельные агрегаты, шлак и зола транспортируются по самотечным каналам до перекачивающей насосной станции, а от последней до золоотвала производится перекачка гидромассы по напорным трубопроводам с помощью различных аппаратов. В эту систему входят шлакосмывные шахты, золосмывные аппараты и каналы для транс-

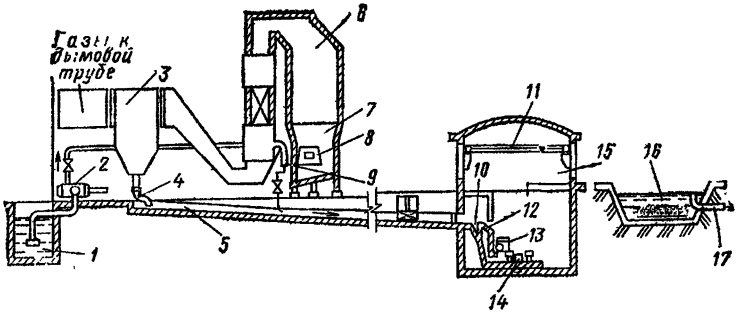


Рис. 9.20. Схема гидрошлакозолоудаления

1 — заборный колодец воды; *2* — смывной насос; *3* — бункер золоуловителя; *4* — золосмывные аппараты; *5* — шлакозоловый канал; *6* — котельный агрегат; *7* — шлаковый бункер котла; *8* — оросительное устройство; *9* — шлакосмывная шахта; *10* — металлоуловитель; *11* — кран-балка; *12* — неподвижный грохот (решетка); *13* — шлакодробилка; *14* — багерный насос; *15* — помещение багерной насосной; *16* — золоотвал; *17* — отвод осветленной воды

портирования гидромассы (рис. 9.20). Шлакосмывная шахта установлена под холодной воронкой топок с твердым шлакоудалением. Она представляет собой стальную камеру, футерованную внутри шамотом. Пол шахты выложен чугунными плитами и имеет уклон около 15°. Для котельных установок большой мощности (более 150 т/ч) шлаковые шахты делают с двухсторонним смывом. В верхней части шахты расположено оросительное сопловое устройство для непрерывного охлаждения шлака, поступающего из топки. Вместимость шлакосмывных шахт котлов должна обеспечить его работу в течение 5—6 ч.

Шлак из смывной шахты периодически или непрерывно (более 150 т/ч) вымывается струей воды, подаваемой через поворотное сопло, расположенное перед фронтом шлаковой шахты. Гидромасса стекает по наклонному поду через металлическую решетку (ячейки 100 × 100 мм) в смывной канал. Крупные куски шлака, не прошедшие через отверстия в решетке, вручную измельчают и сбрасывают также в канал. Шлаковая шахта имеет затвор и люк аварийного выпуска шлака. Место соединения смывной шахты с низом топки и дверцы должны быть хорошо уплотнены во избежание присосов воздуха в топку через шахту. В топках с жидким шлакоудалением шлак непрерывно выпускается через летку в шахту, заполненную водой. В современных ус-

тановках большой производительности удаление шлака и золы из топок с твердым и жидким шлакоудалением производится с помощью специальных ванн со скребковым транспортером. Под холодной воронкой топки или под отверстием летки (жидкое шлакоудаление) установлена ванна продолговатой формы, заполненная водой. Нижний край металлических стенок холодной воронки или трубы, расположенной под леткой, находится под уровнем воды в ванне. Таким образом создается гидравлический затвор, препятствующий присосам воздуха в топку. Горячие шлаки из топки непрерывно спускаются в ванну; здесь они гасятся и скребковым транспортером поднимаются вверх по дну ванны, а затем сбрасываются через рукав и металлическую решетку в смывной канал. При удалении шлака с помощью скребкового транспортера требуется значительно меньше воды и электроэнергии по сравнению со шлаковыми шахтами, смоченные шлаки удаляются непрерывно и уменьшаются присосы воздуха в топку.

Золу из-под бункеров котельного агрегата и золоуловителя удаляют с помощью смывных аппаратов, разнообразных по своей конструкции. Конструкция одного из них показана на рис. 9.21. Зола из бункера через приемную воронку и шибер поступает в смывную камеру, откуда водой, подаваемой через сопло под давлением 0,4—0,5 МПа, смывается в гидравлический затвор; затем с помощью побудительного сопла через смыв-

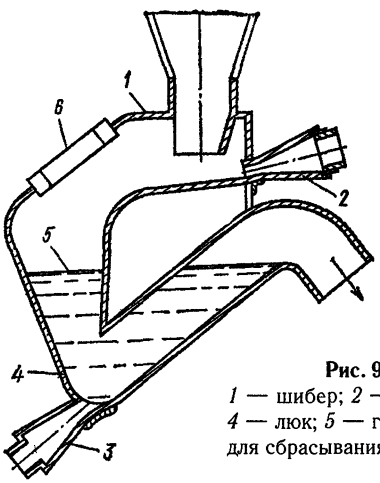


Рис. 9.21. Золосмывной аппарат
1 — шибер; *2* — верхнее сопло; *3* — нижнее сопло; *4* — люк; *5* — гидравлический затвор; *6* — отверстие для сбрасывания золоводяной смеси в канал гидрозолоудаления

ную трубу сбрасывается в канал гидрозолоудаления. Производительность аппарата составляет 2 т при расходе воды 22 т/ч. Шлак и зола, смытые водой из шахт и бункеров (гидропульпа), поступают в железобетонные каналы, расположенные под уровнем пола золового помещения котельной. Каналы для удаления шлака и золы в пределах помещения, где установлены котельные агрегаты, обычно делают раздельными. Дно канала выполняют корытообразным и облицовывают чугунными или базальтовыми плитами; сверху каналы покрывают съемными железобетонными плитами, листовым рифленым железом или металлической решеткой. Каналы выполняют с уклоном в сторону сборного бункера для гидромассы. Шлаковые каналы имеют уклон 1,5 %, золовые — 1,0 %. Минимальная скорость течения по каналам при транспортировке шлака — 1,5 м/с, при транспортировке золы — 1 м/с.

По пути движения гидромассы устанавливают побудительные сопла для лучшего движения по самотечному каналу крупных кусков шлака. При использовании гидроаппаратов системы инж. Москалькова (рис. 9.22) гидромасса из самотечного канала поступает в бетонный приемный резервуар. Резервуар перекрыт металлической решеткой, перед которой установлен металлоуловитель. Гидроаппарат системы инж. Москалькова представляет собой водоструйный эжектор. Вода с помощью высоконапорного насоса подается в гидроаппарат под давлением (от 2,4 до 6,4) $\cdot 10^6$ Па. Вытекая с большой скоростью из сопла, она эжектирует гидромассу из приемной воронки гидроаппарата в диффузор; при ударе о стенки последнего (диффузора) происходит дробление кусков шлака размерами от 100—140

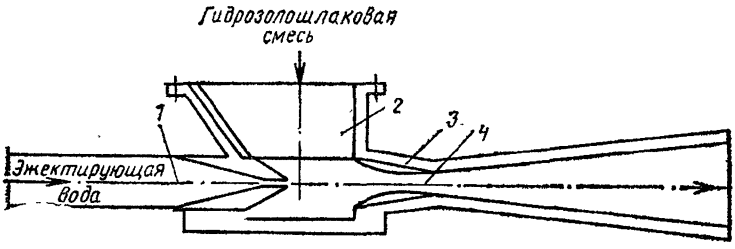


Рис. 9.22. Схема гидроаппарата инж. Москалькова
1 — напорное сопло; *2* — приемная воронка; *3* — элементы диффузора; *4* — ребра диффузора

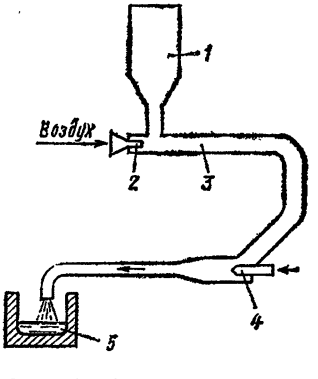


Рис. 9.23. Схема пневмогидрозолоудаления

1 — золовой бункер; *2* — золоприемная насадка; *3* — золопровод; *4* — водовоздушный эжектор, *5* — канал гидрозолоудаления

до 30—40 мм. Для улучшения процесса дробления шлака к горловине диффузора приваривают стальные ребра. При давлении воды перед гидроаппаратом $(3,0—3,5)\cdot 10^6$ Па гидропульпа может транспортироваться на расстояние до 2 км. Пропускная способность одного гидроаппарата 300—350 т/ч. Расход эжектируемой воды на 1 т золы и шлака — 15—20 м^3, электроэергии — 15—22 кВт·ч.

Известно, что зола плохо смачивается водой, поэтому для удовлетворительной работы золосмывных аппаратов часто применяют пневматическое транспортирование золы от зольных бункеров до каналов системы гидрозолоудаления. Схема такой установки показана на рис. 9.23. Под золовым бункером установлена золоприемная насадка, в которую поступает наружный воздух под действием разрежения, создаваемого водовоздушным эжектором. Зола подхватывается потоком воздуха и транспортируется им до водовоздушного эжектора, Эта часть системы является пневматической. Далее золовоздушная смесь смешивается с водой и транспортируется ею по трубопроводу до канала гидрозолоудаления, где воздух отделяется и уходит в атмосферу, а гидрозоловая смесь с общим потоком гидромассы направляется к багерным насосам. Гидроаппараты просты по конструкции, не имеют вращающихся частей, но во время работы быстро изнашиваются. Значительный расход воды и электроэнергии на транспортировку гидропульпы, а также низкий КПД установки (6—10 %) являются недостатками гидроаппаратов.

Гидрошлакозолоудаление является наиболее совершенной системой, поэтому получило широкое распространение в котельных агрегатах средней и большой теплопроизводительности. Однако применение напорной системы (перекачки на золоотвалы) связано с повышенными расходами на амортизацию, ремонт и электроэнергию, а следовательно, с увеличенны-

ми расходами на эксплуатацию. Система гидрошлакоудаления громоздка (большое количество оборудования, трубопроводов, каналов), а следовательно, имеет большую металлоемкость, что приводит к ее высокой стоимости. По этой причине для котельных агрегатов малой и средней производительности она становится нерентабельной. Зола и шлак являются ценным сырьем, и в настоящее время проводится большая работа по их использованию, главным образом для производства строительных материалов и в строительстве автомобильных дорог. Шлаки могут служить добавкой к цементу, при производстве силикатного и алюмосиликатного кирпича, шлакоблоков, камнелитейных изделий, огнеупоров, шлаковой ваты.

Глава 10. СХЕМЫ ТЕПЛОВЫХ СТАНЦИЙ И ИХ ОБОРУДОВАНИЕ

10.1. СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Система теплоснабжения предназначена для обеспечения потребителей тепловой энергией. Она состоит из теплогенерирующей установки, служащей для выработки энергоносителя в виде водяного пара или горячей воды заданных параметров, тепловой сети для транспортировки энергоносителя к потребителю, тепловых пунктов и местных систем потребителей теплоты.

Потребителями тепловой энергии (абонентами системы теплоснабжения) являются:

объекты жилищно-коммунального хозяйства, расходующие тепловую энергию в санитарно-технических системах зданий различного назначения (отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха, горячее водоснабжение);

промышленные предприятия, на которых энергоноситель используется на технологические нужды и в санитарно-технических системах промышленных и административных зданий в пределах предприятия.

Системы теплоснабжения (рис. 10.1) классифицируются по следующим признакам:

типу источника, производящего энергоноситель;

виду энергоносителя;

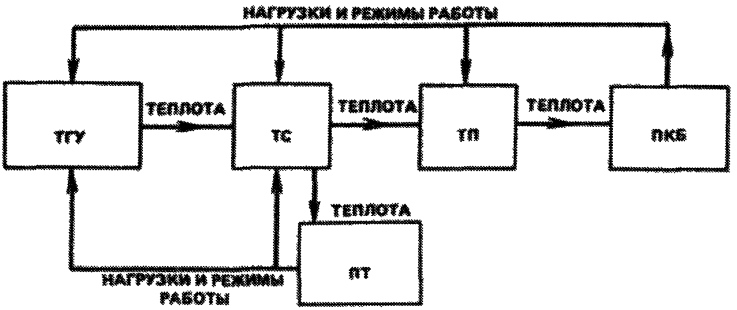


Рис. 10.1. Структурная схема системы теплоснабжения
ТГУ — теплогенерирующая установка; ТС — тепловые сети; ТП — тепловой пункт; ПКБ — потребители коммунально-бытовые (отопление, вентиляции, горячее водоснабжение); ПТ — потребители технологические

способу подачи воды на горячее водоснабжение;
количеству трубопроводов тепловой сети;
способу обеспечения потребителей тепловой энергией.

По способу обеспечения потребителей тепловой энергией системы теплоснабжения разделяют на централизованные и децентрализованные.

Централизованное теплоснабжение потребителей осуществляется по протяженным и разветвленным тепловым сетям от теплоэлектроцентралей на базе комбинированной выработки тепловой и электрической энергии (теплофикация), а также от крупных районных и других теплогенерирующих установок мощностью более 58 МВт.

Для децентрализованных систем теплоснабжения характерна малая протяженность или даже полное отсутствие тепловых сетей от теплогенерирующей установки к потребителям тепловой энергии. Децентрализованное теплоснабжение осуществляется от теплогенерирующих установок малой мощности, автономных квартирных теплогенераторов и печей.

По виду энергоносителя системы теплоснабжения делятся на водяные и паровые.

Водяные системы используются для обеспечения тепловой энергией объектов жилищно-коммунального назначения (отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха, горячее водоснабжение), а также с целью снабжения промышленных предприятий горячей водой на технологические нужды. В ряде

случаев тепловые сети системы теплоснабжения могут включать кроме трубопроводов жилищно-коммунального назначения и трубопроводы пароснабжения технологических потребителей паром низкого давления (до 1,4 МПа).

Паровые системы теплоснабжения распространены на промышленных предприятиях, где пар используется в качестве энергоносителя в технологических процессах, а также для нужд санитарно-технических систем в пределах этих предприятий.

По способу подачи воды на горячее водоснабжение водяные системы теплоснабжения разделяются на закрытые и открытые.

В закрытых системах воду из тепловых сетей используют только в качестве энергоносителя в теплообменниках для подогрева холодной водопроводной воды, поступающей в местную систему горячего водоснабжения.

В открытых системах вода непосредственно из тепловой сети забирается для приготовления и подачи ее в систему горячего водоснабжения потребителя.

Наибольшее распространение получили двух- и четырехтрубные тепловые сети, однако возможно применение одно- и трехтрубных тепловых сетей. Системы теплоснабжения большой и средней мощности экономически целесообразно выполнять двухтрубными — с общим подающим трубопроводом горячей воды для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения и общим обратным трубопроводом.

Использование четырехтрубных тепловых сетей упрощает процессы подготовки теплоносителя для потребителей теплоты, так как сети включают два подающих трубопровода для подачи горячей воды на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения и два обратных трубопровода от потребителей (из систем отопления, вентиляции и циркуляционного трубопровода горячего водоснабжения).

Тепловые потребители могут присоединяться непосредственно к тепловым сетям через центральные тепловые пункты (ЦТП) или индивидуальные тепловые пункты (ИТП, абонентские вводы), в которых осуществляются приготовление и подача горячей воды нужных параметров для целей отопления, вентиляции и горячего водоснабжения потребителей. ЦТП, ИТП в общем случае включают подогреватели, элеваторы, насосы, запорно-регулирующую арматуру и средства автоматического регулирования расхода и параметров теплоносителей и т. д.

10.2. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

На рис. 10.2 представлены схемы водяных двухтрубных систем теплоснабжения — закрытой и открытой. Головной частью систем являются водогрейные теплогенерирующие установки (ТГУ), включающие водогрейный котел *1*, насосы — рециркуляционный *2*, сетевой *4* и подпиточный *6*, водоподготовительную установку *5*, узел регулирования температуры сетевой воды *3*, узлы подключения нагрузки отопления *8* и *11*, а также нагрузки горячего водоснабжения *7* и *10*. Основное отличие теплогенерирующих установок для открытых и закрытых систем теплоснабжения — разная производительность водоподготовительных установок, подпиточных насосов и наличие или отсут-

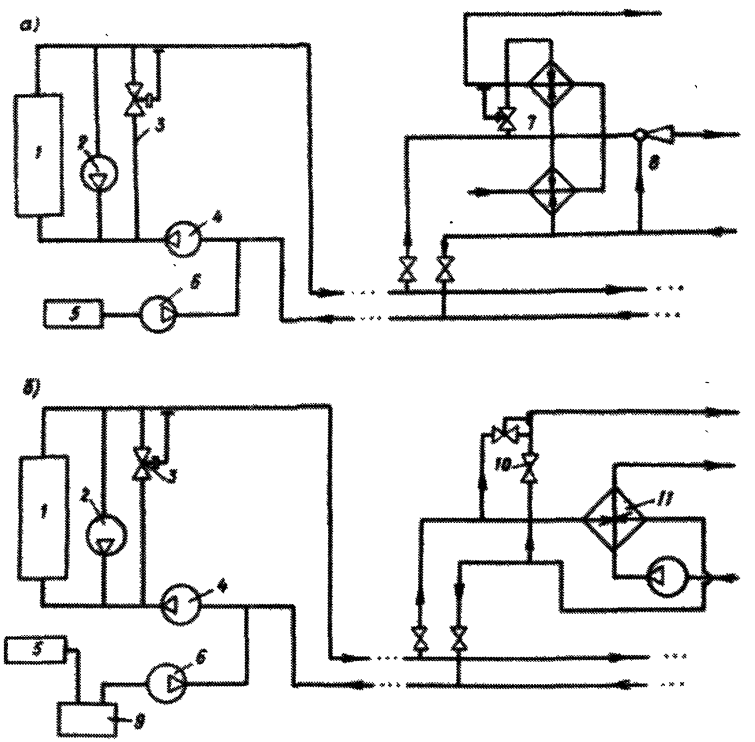


Рис. 10.2. Водяные двухтрубные системы теплоснабжения
а — закрытая; *б* — открытая

ствие в их тепловых схемах баков-аккумуляторов *9*. В закрытых системах должно обеспечиваться восполнение потерь воды в тепловых системах, у потребителей и в теплогенерирующей установке (включая собственные нужды ТГУ). В открытых системах к указанным потерям и расходу воды на собственные нужды добавляется расход сетевой воды на горячее водоснабжение потребителей.

Для двухтрубных водяных систем теплоснабжения применяются два способа центрального качественного регулирования отпуска теплоты коммунально-бытовому потребителю: по отопительному температурному графику; по суммарному графику (отопление, вентиляция и горячее водоснабжение).

В первом случае расход сетевой воды (при различных режимах потребления на нужды отопления и вентиляции) в подающем трубопроводе остается примерно постоянным (изменяется только температура воды), а суммарный расход сетевой воды (включая горячее водоснабжение) будет переменным за счет изменения расхода сетевой воды на нужды горячего водоснабжения.

Пример отопительного температурного графика качественного регулирования отпуска теплоты для расчетной температуры воды в подающем трубопроводе 150 °С, а в обратном 70 °С представлен на рис. 10.3. При расчетной температуре наружного воздуха температуры воды в подающем и обратном трубопроводах принимаются максимальными (соответственно 150 и 70 °С). При температуре наружного воздуха, отличной от расчетной, температура воды в подающем трубопроводе регулируется путем перепуска части воды из обратного трубопровода в подающий по перемычке *3* (см. рис. 10.2, *а*), на которой установлен регулятор температуры.

При центральном качественном регулировании отпуска теплоты системой теплоснабжения по суммарному графику (на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение) расход сетевой воды в подающем трубопроводе остается примерно постоянным по всех режимах теплопотребления — равным расходу сетевой воды на нужды отопления и вентиляции.

Важно отметить, что повышение параметров теплоносителя в подающем трубопроводе на этапе проектирования при постоянной тепловой мощности системы теплоснабжения приводит к уменьшению металлоемкости системы (уменьшаются диаметры

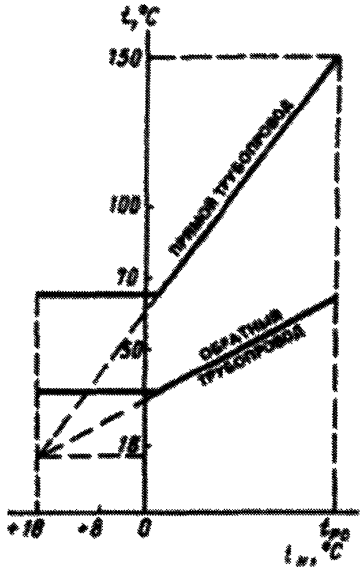


Рис. 10.3. Отопительный температурный график тепловой сети

трубопроводов и др.) и снижению эксплуатационных расходов. Эти факторы приобретают особо важное значение для систем теплоснабжения большой мощности, поэтому по мере внедрения водогрейных котлов, трубная система которых рассчитана на температуру 200 °С и выше, рекомендуется повышать параметры воды в подающих трубопроводах систем теплоснабжения до 180—210 °С.

Продолжительность отопительного периода и расчетную температуру наружного воздуха $t_{р.о}$ для заданного района (города) принимают в соответствии со СНиП 2.01.01—82 или указывают в задании на проектирование. Отопительный период заканчивается при температуре наружного воздуха 8 °С. Температура воздуха в отапливаемом помещении в зависимости от назначения принимается равной 289—293 К (16—23 °С).

Система отопления потребителя может присоединяться к тепловой сети по независимой схеме — через теплообменник *11* (см. рис. 10.2, *б*), а также по зависимой схеме:

с непосредственным подключением местной системы к тепловым сетям;

с подключением через элеватор *8* (см. рис. 10.2, *а*), в котором смешивается вода из подающего и обратного трубопроводов и таким образом достигается температура воды, идущей на отопление;

с установкой подмешивающего насоса на перемычке между подающей и обратной линиями, выполняющего те же задачи, что и элеватор 8 (см. рис. 10.2, *а*).

Подача воды на горячее водоснабжение в закрытых системах теплоснабжения осуществляется через водо-водяные теплообменники *7*, в которых водопроводная вода подогревается до температуры не ниже 60 и не выше 70 °С.

Вода на горячее водоснабжение в открытых системах теплоснабжения отбирается непосредственно из тепловой сети (рис. 10.4). Температура горячей воды (60—70 °С) достигается в узле смешения *11*, например, путем подмешивания воды из обратного трубопровода (рис. 10.2, *б*).

На рис. 10.4 показана принципиальная схема водяной четырехтрубной открытой системы теплоснабжения. Головная часть системы — паровая ТГУ, состоящая из парового котельного агрегата *1*, сетевых пароводяных теплообменников *2* и *3*, водоподготовительной установки *7*, насосов — питательного *5*, подпиточного *9*, горячего водоснабжения *4* и сетевого *6*, баков-аккумуляторов *8*.

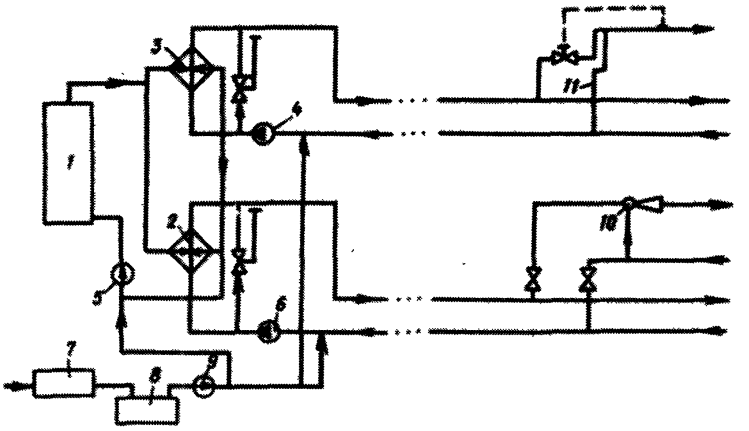


Рис. 10.4. Водяная четырехтрубная система теплоснабжения

Системы отопления присоединяются, например, по зависимой схеме к тепловым сетям через элеваторный узел *10*, получая теплоту от сетевого пароводяного подогревателя *2*, а системы горячего водоснабжения — через смесительный узел *11*, получая теплоту от пароводяного подогревателя *3*, системы горячего водоснабжения.

Четырехтрубные системы теплоснабжения применяются в основном с теплогенерирующими установками небольшой мощности до 38—58 МВт при небольшом радиусе расположения потребителей. В этих системах осуществляется раздельное центральное регулирование нагрузки на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение. Подробно схемы присоединения потребителей к тепловым сетям рассматриваются в курсе «Теплоснабжение».

10.3.1. Теплогенерирующие установки систем теплоснабжения. Теплогенерирующие установки для систем теплоснабжения — это комплекс технических устройств и агрегатов, предназначенных для выработки энергоносителя заданных параметров (водяного пара или горячей воды) за счет сжигания топлива, подготовки энергоносителя с параметрами, соответствующими требованиям потребителя, а также подачи его в систему теплоснабжения.

Технологическую структуру теплогенерирующих установок можно представить как несколько условно замкнутых циклов, отражающих основные технологические процессы и функциональные группы оборудования. В разделе 21.1 и на схеме (рис. 2.1) процессы преобразования и использования рабочих тел условно сгруппированы в циклоны преобразования химической энергии органического топлива в тепловую энергию водяного пара.

Теплогенерирующие установки подразделяются на районные, квартальные, групповые и установки предприятий.

Районные теплогенерирующие установки (районные тепловые станции) используются для теплоснабжения всех потребителей района жилой застройки или промышленной зоны.

Квартальные и групповые теплогенерирующие установки предназначены для теплоснабжения одного или нескольких кварталов, группы жилых домов, общественных зданий. Эти установки являются, как правило, отопительными.

Теплогенерирующая установка предприятия предназначена для теплоснабжения этого предприятия или группы пред-

приятий (на основе кооперирования) и примыкающего жилого фонда.

По характеру тепловых нагрузок потребителей теплогенерирующие установки подразделяются на:

производственные, предназначенные для теплоснабжения технологических потребителей предприятий;

производственно-отопительные, служащие для теплоснабжения технологических потребителей предприятий, а также обеспечивающие тепловые нагрузки отопления, вентиляции и горячего водоснабжения промышленных, общественных и жилых зданий и сооружений;

отопительные, предназначенные только для обеспечения отопления, вентиляции и горячего водоснабжения коммунально-бытовых потребителей.

Теплогенерирующие установки классифицируются только по технологическим признакам:

по типу котельных агрегатов, которые являются основным оборудованием теплогенерирующих установок (паровые, водогрейные, пароводогрейные);

по виду энергоносителя и схеме его подачи потребителю (отпускающие пар с возвратом или без возврата конденсата, горячую воду по закрытой или открытой схеме теплоснабжения, пар и горячую воду по перечисленным схемам в различных сочетаниях);

по виду сжигаемого топлива (на твердом топливе, газе, жидком топливе).

По мощности теплогенерирующие установки можно условно разделить на следующие группы: автономные теплогенераторы поквартирных систем (до 30 кВт), малой (до 23,3 МВт), средней (23,3—116 МВт) и большой (116—700 МВт) мощности. Теплогенерирующие установки мощностью 350 МВт и выше называются **тепловыми станциями**.

Производственные теплогенерирующие установки проектируются на базе технологических нагрузок по пару или пару и горячей воде с учетом возврата от технологического оборудования определенного количества конденсата. Если имеется технологическая нагрузка по горячей воде, то в состав теплогенерирующей установки включается водонагревательная установка для получения горячей воды требуемых параметров.

При тепловой мощности производственных теплогенерирующих установок до 58 МВт они проектируются с паровыми

котельными агрегатами низкого (p = 1,4 МПа) или среднего (p = 2,4—4,0 МПа) давления.

При больших технологических нагрузках по горячей воде производственные теплогенерирующие установки могут включать как паровые, так и водогрейные котельные агрегаты.

Производственно-отопительные теплогенерирующие установки проектируются исходя из технологических и отопительных нагрузок. Потребителю производится отпуск пара или пара и горячей воды на технологические нужды и горячей воды для покрытия нагрузок отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Производственно-отопительные теплогенерирующие установки оснащаются, как правило, паровыми котлами и водонагревательными установками. При больших нагрузках по горячей воде в состав теплогенерирующей установки могут включаться паровые котлы, вырабатывающие пар на технологические нужды, и водогрейные котлы, нагревающие воду для технологических нужд и целей теплоснабжения коммунально-бытовых потребителей. При установке паровых котлов горячая вода для технологических нужд приготовляется в отдельной водонагревательной установке, работающей по температурному графику, заданному технологическим режимом. Горячая вода для отопительных целей готовится также в отдельной водонагревательной установке, которая работает по отопительному температурному графику (см. рис. 10.2, *б*).

Производственно-отопительные теплогенерирующие установки оснащаются паровыми котельными агрегатами низкого (p = 1,4 МПа) и среднего (p = 2,4—4,0 МПа) давления. При необходимости в состав теплогенерирующей установки могут включаться водогрейные котлы, работающие по самостоятельному контуру.

Отопительные теплогенерирующие установки проектируются исходя из тепловых нагрузок на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение. Температура воды в подающем трубопроводе изменяется в интервале 150—70 °С для систем отопления и вентиляции и 60—70 °С для систем горячего водоснабжения.

В отопительных теплогенерирующих установках используются паровые котельные агрегаты низкого давления или водогрейные котлы. Теплогенерирующие установки с паровыми котельными агрегатами включают водонагревательную установку для подготовки сетевой воды; при использовании водогрейных котельных агрегатов они присоединяются непосредственно к тепловым сетям.

Для открытой системы теплоснабжения в состав водогрейной теплогенерирующей установки включаются дополнительные элементы: баки-аккумуляторы для создания запаса воды на горячее водоснабжение в часы максимального ее расходования потребителем, перекачивающие насосы, насосы для подачи горячей воды потребителю и др.

Для четырехтрубных водяных систем теплоснабжения в состав паровой теплогенерирующей установки включаются две водонагревательные установки, одна из которых предназначается для подогрева воды для системы отопления и вентиляции, а другая — для подогрева воды системы горячего водоснабжения (см. рис. 10.4).

10.3.2. Определение рабочей тепловой мощности теплогенерирующей установки. Рабочая тепловая мощность теплогенерирующей установки — сумма максимальной мощности, подаваемой в тепловую сеть потребителям по всем видам энергоносителя (пару и горячей воде), и мощности, расходуемой установкой для выработки энергоносителя, т. е. мощности на собственные нужды $Q_{с\,н}$ и потерь мощности ΔQ.

В общем случае

$$Q_{в}^{к} = Q_{о\,в} + Q_{тех} + Q_{гв} + Q_{с\,н} + \Delta Q. \qquad (10.1)$$

Сумма $Q_{о\,в} + Q_{тех} + Q_{гв}$ называется тепловой мощностью теплогенерирующей установки.

Она определяется в зависимости от типа системы теплоснабжения и типа теплогенерирующей установки. Обычно $Q_{о\,в}$, $Q_{тех}$, $Q_{гв}$ задаются в исходных данных на проектирование теплогенерирующих установок.

Тепловая мощность отопительной теплогенерирующей установки для закрытой системы теплоснабжения определяется как

$$Q_{к} = Q_{о\,в} + Q_{гв}^{max}. \qquad (10.2)$$

Если отопительная теплогенерирующая установка присоединяется к открытой системе теплоснабжения, то ее тепловая мощность определяется по формуле

$$Q_{к} = Q_{о\,в} + Q_{гв}. \qquad (10.3)$$

В формулах (10.1) и (10.3) приняты обозначения: $Q_{к}$ — тепловая мощность теплогенерирующей установки, МВт; $Q_{о\,в}$ —

тепловая мощность на отопление и вентиляцию при максимально-зимнем режиме, МВт; $Q_{гв}$ — среднечасовая тепловая мощность за отопительный период на горячее водоснабжение, МВт; $Q_{гв}^{max}$ — максимально-часовая мощность на горячее водоснабжение, МВт.

Тепловая мощность производственно-отопительной теплогенерирующей установки складывается из мощности на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и мощности на технологические нужды:

$$Q_к = Q_{ов} + Q_{гв} + Q_{тех}. \qquad (10.4)$$

Тепловая мощность на горячее водоснабжение принимается $Q_{гв}$ или $Q_{гв}^{max}$ в зависимости от типа системы теплоснабжения (открытой или закрытой), наличия в схеме бака-аккумулятора.

Тепловая мощность, потребляемая теплогенерирующей установкой на собственные нужды, зависит от ее типа и вида топлива, сжигаемого в топках котельных агрегатов, а также от типа системы теплоснабжения. Она расходуется на подогрев воды перед установкой для ее химической обработки, деаэрацию воды, подогрев мазута (при использовании этого вида топлива) и др.

Ниже приводятся формулы для ориентировочного определения рабочей тепловой мощности теплогенерирующих установок различных типов.

Для отопительных теплогенерирующих установок с водогрейными котлами рабочая тепловая мощность определяется по формуле

$$Q_к^в = AQ_{ов} + БQ_{гв}. \qquad (10.5)$$

где значения коэффициентов A и $Б$ приведены в табл. 10.1.

Для производственно-отопительных теплогенерирующих установок с паровыми котлами низкого давления (p = 1,4 МПа) и отпуском теплоты по закрытой схеме на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение в размере 20 % тепловой мощности теплогенерирующей установки рабочая паропроизводительность $D_к$ определяется по формуле

$$D_к = AD_п - Бt_кG_к = D_п(A - Бt_кμ), \qquad (10.6)$$

где $D_п$ — расход пара на технологические нужды, кг/с; $G_к$ — возврат конденсата от потребителя, кг/с; μ — доля возврата конденсата (по заданию); $t_к$ — температура возвращаемого конденсата, °С.

Таблица 10.1. **Значения коэффициентов *А*, *Б*, *В* для определения тепловой рабочей мощности ТГУ**

Тип теплогенерирующей установки	Система теплоснабжения	Тип котла	Топливо	*А*	*Б*	*В*
Отопительная	Закрытая	Водогрейный	Мазут	1,0526	1,0526	—
			Твердое топливо, газ	1,018	1,018	—
	Открытая ($Q_{г.в} = 0{,}2\,Q_к^в$)	Водогрейный	Мазут	1,519	1,182	—
			Твердое топливо, газ	1,0172	1,182	—
Производственно-отопительная	Закрытая ($Q_{г.в} \le 0{,}2Q_к$)	Паровой	Мазут	1,273	0,00168	—
			Твердое топливо, газ	1,217	0,00168	—
	Закрытая ($Q_{г.в} > 0{,}2Q_к$)	Паровой	Мазут	0,4375	0,4375	1,0184
			Твердое топливо, газ	0,4231	0,4231	0,9736
	Открытая ($Q_{г.в} > 0{,}2Q_к$)	Паровой	Мазут	0,4372	0,4912	1,0184
			Твердое топливо, газ	0,4227	0,4912	0,9736

При нагрузке на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение более 20 % тепловой мощности рабочая паропроизводительность производственно-отопительной теплогенерирующей установки может быть определена по формуле

$$D_к = AQ_{о.в} - БQ_{г.в} + D_п(B - 0{,}00134\mu t_к), \qquad (10.7)$$

Коэффициенты A, $Б$ и B в формулах (10.5) — (10.7), приведенные в табл. 10.1, учитывают затраты мощности на собственные нужды и потери в ТГУ.

10.3.3. Выбор типа и мощности котельных агрегатов. Число работающих котельных агрегатов по режимам отопительного периода зависит от требуемой тепловой мощности теплогенерирующей установки, необходимой для покрытия тепловых нагрузок отопления, вентиляции, горячего водоснабжения и технологического потребления.

Тепловая мощность на горячее водоснабжение и технологические нужды (если нет сезонного изменения $Q_{тех}$) в течение года остается приблизительно постоянной. Тепловая мощность на отопление и вентиляцию, расходуемая только в течение отопительного периода, является переменной величиной.

Экономичность работы котельного агрегата зависит от его нагрузки (Q или D). Максимальная экономичность его работы достигается при номинальной (проектной) нагрузке. Поэтому мощность и количество котельных агрегатов необходимо выбирать таким образом, чтобы в различных режимах отопительного периода они имели нагрузки, приближающиеся к номинальным.

Число котельных агрегатов, находящихся в рабочем состоянии, определяется по относительной величине допустимого снижения тепловой мощности теплогенерирующей установки в режиме наиболее холодного месяца отопительного периода при выходе из строя одного из котельных агрегатов:

$$\alpha = Q_{н\,х\,м}/Q_{м\,р}, \qquad (10.8)$$

где $Q_{н.х\,м}$ — допустимое снижение тепловой мощности теплогенерирующей установки, равное ее минимально допустимой мощности в режиме наиболее холодного месяца, МВт; $Q_{м\,р}$ — максимальная (расчетная) тепловая мощность теплогенерирующей установки, МВт.

Максимальная (расчетная) рабочая тепловая мощность равна $Q_{м\,р} = zQ_к$. Тогда число устанавливаемых котельных агрегатов определяется из равенства $(z - 1)Q_{к\,а} = Q_{н\,х\,м}$, т. е.

$$z = \frac{1}{1-\alpha}, \qquad (10.9)$$

где z — количество котельных агрегатов; $Q_{ка}$ — единичная тепловая мощность котельного агрегата, МВт.

В паровых и водогрейных теплогенерирующих установках, как правило, устанавливают три-четыре котельных агрегата, что соответствует $\alpha = 0{,}67$ и $\alpha = 0{,}75$. В ТГУ следует устанавливать однотипные котельные агрегаты одинаковой тепловой мощности.

Резервные котельные агрегаты устанавливают только при особых требованиях к надежности теплоснабжения потребителей.

Технико-экономическое обоснование применения в производственно-отопительных теплогенерирующих установках паровых и водогрейных агрегатов показало, что при общей тепловой мощности теплогенерирующей установки менее 60 МВт рекомендуется устанавливать только паровые котлоагрегаты одинаковой тепловой мощности. Горячая вода для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения в этом случае подготавливается в пароводяных сетевых подогревателях.

В более мощных теплогенерирующих установках целесообразно устанавливать паровые котельные агрегаты (для получения пара на технологические нужды) совместно с водогрейными котлами (для получения горячей воды для коммунально-бытовых целей).

Основные технические характеристики и конструкции паровых и водогрейных котлов наиболее широко используемых в источниках теплоты централизованных систем теплоснабжения, приведены в главе 3.

10.3.4. Примеры расчетов

Пример 10.1. Определить рабочую паропроизводительность теплогенерирующей установки, число, мощность и тип устанавливаемых агрегатов.

Исходные данные. Система теплоснабжения закрытая. Тепловая мощность, отпускаемая потребителям: технологическая (насыщенный пар $p = 0{,}7$ МПа) $Q_{тех} = 24{,}1$ МВт; отопительная и вентиляционная (вода) $Q_{о\,в} = 14{,}6$ МВт; горячего водоснабжения (вода) $Q_{г.в} = 3{,}4$ МВт.

Допустимое относительное снижение тепловой мощности теплогенерирующей установки $\alpha = 0{,}75$.

Доля конденсата, возвращаемая от потребителя, $\mu = 0{,}55$ с температурой $t_к = 60$ °С.

Топливо — мазут.

Решение. Доля отопительно-вентиляционной нагрузки и горячего водоснабжения в тепловой мощности, отпускаемой потребителям,

$$\rho = \frac{Q_{ов} + Q_{г\,в}}{Q_{ов} + Q_{г\,в} + Q_{тех}} = \frac{14{,}6 + 3{,}4}{14{,}6 + 3{,}4 + 24{,}1} = 0{,}43,$$

т. е. более 20 %.

При этих условиях рабочая паропроизводительность производственно-отопительной теплогенерирующей установки определяется по формуле (10.7)

$$D_к = AQ_{о\,в} + БQ_{г.в} + D_{тех}(B - 0{,}00134\mu t_к) = 0{,}4375 \cdot 14{,}6 + \\ + 0{,}4375 \cdot 3{,}4 + 9{,}18(1{,}0184 - 0{,}00134 \cdot 0{,}55 \cdot 60) = 16{,}8 \text{ кг/с}.$$

Входящая в эту формулу величина $D_{тех}$ — технологическая паропроизводительность — может быть определена по тепловой мощности на технологические нужды

$$D_{тех}(i''_{0{,}7} - \mu i'_к) = Q_{тех},$$

где $i''_{0{,}7} = 2764{,}1$ кДж/кг — энтальпия насыщенного пара давлением $p = 0{,}7$ МПа; определяется по паровым таблицам, например табл. 2 приложения; $i'_к = ct_к = 4{,}19 \cdot 60 = 251{,}4$ кДж/кг — энтальпия конденсата, возвращаемого от технологического потребителя;

$$D_{тех} = Q_{тех}/(i''_{0{,}7} - \mu i'_к) = 24{,}1 \cdot 10^3/(2764{,}1 - 0{,}55 \cdot 251{,}4) = 9{,}18 \text{ кг/с}.$$

Коэффициенты $A = 0{,}4375$; $Б = 0{,}4375$; $B = 1{,}0184$ в формуле (10.7) подбираем из табл. 10.1 для закрытой системы теплоснабжения и теплогенерирующей установки, работающей на мазуте.

Количество устанавливаемых котельных агрегатов определим по формуле (10.9) при $a = 0{,}75$:

$$z = \frac{1}{1-a} = \frac{1}{1-0{,}75} = 4,$$

тогда единичная паропроизводительность котельного агрегата составит

$$D_{к\,а} = \frac{D_к}{z} = \frac{16{,}8}{4} = 4{,}2 \text{ кг/с } (15{,}12 \text{ т/ч}).$$

По табл. 3.1 принимаем к установке котельный агрегат ДЕ-16-14ГМ номинальной паропроизводительностью 4,45 кг/с (16 т/ч) насыщенного пара давлением 1,4 МПа.

Пример 10.2. Определить рабочую тепловую мощность отопительной теплогенерирующей установки, число, мощность и тип устанавливаемых котельных агрегатов.

Исходные данные. Система теплоснабжения закрытая. Тепловая мощность, отпускаемая потребителям: отопительная и вентиляционная (вода) $Q_{о.в} = 10$ МВт, горячее водоснабжение $Q_{г.в} = 2{,}8$ МВт.

Допустимое относительное снижение тепловой мощности теплогенерирующей установки $a = 0{,}67$.

Топливо — природный газ.

Решение. В отопительных теплогенерирующих установках (при отсутствии нагрузки потребления в виде пара) устанавливают водогрейные котельные агрегаты. Тогда рабочая тепловая мощность отопительной теплогенерирующей установки определяется по формуле (10.5)

$$Q_к^в = 1{,}018 \cdot 10 + 1{,}018 \cdot 2{,}8 = 13{,}03 \text{ МВт}.$$

Коэффициенты $A = 1{,}018$; $Б = 1{,}018$ принимаем в соответствии с табл. 10.1.

Количество устанавливаемых агрегатов по формуле (10.9)

$$z = \frac{1}{1-0{,}67} = 3.$$

Единичная расчетная тепловая мощность одного котельного агрегата

$$Q_{к.а} = Q_к^в / z = 13{,}03/3 = 4{,}34 \text{ МВт}.$$

Пользуясь табл. 3.3, принимаем для отопительной теплогенерирующей установки три водогрейных котельных агрегата КВ-ГМ-4 номинальной мощностью 4,6 МВт.

10.4. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

В структурной схеме теплогенерирующей установки (рис. 2.1) отдельной группой можно выделить технологическое оборудование, объединенное в циклы, обеспечивающее процессы подготовки и использования энергоносителя в виде пара или горячей воды. В этих группах оборудования выработанный энергоноситель используется для получения пара для технологических целей и горячей воды для коммунально-бытовых нужд. К отдельной группе можно отнести процессы и оборудование для химической обработки исходной воды и ее деаэрации.

Условное графическое изображение теплотехнического оборудования, входящего в состав теплогенерирующей установки, объединенного линиями трубопроводов для транспортировки теплоносителя в соответствии с технологической последовательностью его движения, называется **тепловой схемой**.

Последовательность разработки тепловой схемы теплогенерирующей установки состоит из этапов составления принципиальной тепловой схемы, ее расчета и (на его основании) подбора всего вспомогательного оборудования (теплообменников, деаэраторов, насосов и др.), а затем составления развернутой и монтажной тепловых схем.

Принципиальная тепловая схема, являющаяся первым этапом проектирования, включает в себя только главное оборудование (котельный агрегат, подогреватели, деаэраторы, насосы и др.) и соединяющие его трубопроводы без вспомогательных устройств, запорно-регулирующей арматуры и второстепенных трубопроводов, без указания количества и расположения оборудования.

В развернутой тепловой схеме теплогенерирующей установки указывают все устанавливаемое оборудование (его количество и технические характеристики), а также все трубопроводы, соединяющие оборудование, их диаметры и размещаемую на них запорную и регулирующую арматуру.

Монтажная тепловая схема «привязывает» развернутую схему к конкретному объекту с указанием мест и способа установки оборудования, его массы, отметок узлов монтажа трубопроводов, радиусов изгибов, уклонов, мест крепления и мест установки на трубопроводах запорной и регулирующей арматуры.

Принципиальную тепловую схему составляют на основании следующих исходных данных: назначения теплогенерирующей установки, параметров используемых теплоносителей, тепловых нагрузок по видам потребления, типа системы теплоснабжения, вида используемого топлива, характеристик исходной воды и др.

Расчет принципиальной тепловой схемы состоит из нескольких этапов:

1) анализ и обработка исходных данных;

2) составление материальных балансов потоков теплоносителя для отдельных узлов схемы;

3) составление тепловых балансов и решение их уравнений для отдельных узлов схемы;

4) увязка решения уравнений тепловых балансов отдельных узлов в целом по всей схеме.

Расчет производится для характерных режимов работы теплогенерирующей установки. Выбор расчетных режимов определяется назначением теплогенерирующей установки (отопительная, производственная, производственно-отопительная) и зависит от графика ее работы.

Сложность тепловых схем и большое количество единиц оборудования, входящего в схему, расчет нескольких режимов работы тепловых систем приводят к необходимости предварительно задаваться некоторыми величинами (расход теплоты на собственные нужды, потери в ТГУ и тепловых сетях и т. д.) с последующим их уточнением. Если расхождение полученных расчетных величин с ранее принятыми более 2 %, расчет следует повторить, используя вместо ранее принятых величин полученные расчетные. Обычно требуемая сходимость результатов получается уже после второго приближения.

10.4.1. Тепловая схема производственной теплогенерирующей установки. Производственные предприятия используют пар (преимущественно насыщенный, давлением 0,5—0,7 МПа) для обеспечения технологических процессов и нужд отопления, вентиляции и горячего водоснабжения производственных корпусов и административных зданий.

Условия потребления пара на технологические цели зависят от характера производства и количества смен работы оборудования. При непрерывном технологическом процессе (трехсменной работе предприятий) суточный график потребления пара имеет малую часовую неравномерность (рис. 10.5).

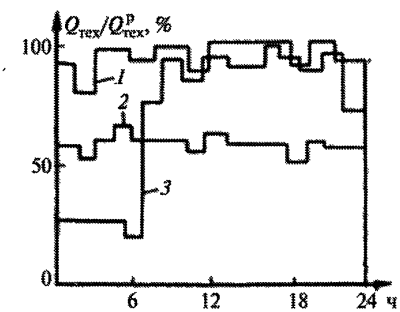


Рис. 10.5. Суточный график потребления пара предприятием с непрерывным технологическим процессом зимой (*1*) и летом (*2*), с двухсменной работой технологического оборудования (*3*)

При сокращении числа смен работы оборудования в сутки часовая неравномерность потребления пара возрастает и может быть весьма значительной.

В летнее время расход пара на производственные нужды обычно уменьшается, что обусловлено повышением температуры исходного сырья, используемого в технологическом процессе, воздуха и воды, а также снижением тепловых потерь в окружающую среду через ограждающие конструкции теплотехнического оборудования и установок.

От технологического потребителя в теплогенерирующую установку возвращается конденсат, количество которого, его температура и характер возможных загрязнений (масла, окись железа, коррозионные газы и т. д.) определяются технологическим процессом использования пара, возможностями сбора конденсата и др. Все потери энергоносителя (пара и конденсата) у технологического потребителя восполняются в тепловой схеме теплогенерирующей установки.

Исходные данные для составления и расчета принципиальной тепловой схемы производственной теплогенерирующей установки должны содержать:

а) значения тепловых нагрузок технологического теплопотребления, график потребления;

б) тип и мощность устанавливаемых котельных агрегатов;

в) параметры используемых теплоносителей (включая пар и горячую воду), отпускаемых потребителю и возвращаемых от потребителя (конденсат и вода);

г) характеристику исходной воды;

д) вид топлива и др.

На основе анализа исходных данных составляют принципиальную тепловую схему. Наиболее простым и наглядным способом составления схемы представляется ее узловое проектирование, при котором выделяются отдельные блоки из групп функционально связанного оборудования с последующим их объединением.

В качестве примера рассмотрим процесс составления принципиальной тепловой схемы производственной теплогенерирующей установки. Исходные данные: тип котельных агрегатов — паровые, низкого давления $p = 1{,}4$ МПа, малой мощности с естественной циркуляцией воды. Технологический теплоноситель — насыщенный пар давлением $p = 0{,}7$ МПа,

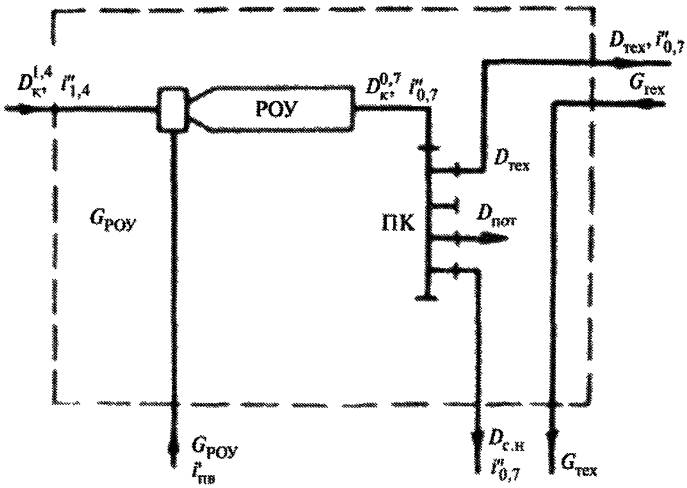


Рис. 10.6. Принципиальная схема блока технологического потребления пара

расход пара на технологические цели $D_{тех}$. Количество возвращаемого от технологического потребления конденсата μ. Характеристика исходной воды — солесодержание $S_{и\,в}$. Вид используемого топлива — мазут.

Составлять схему будем отдельными блоками оборудования, которые затем объединяются в принципиальную тепловую схему. Начинать нужно с блока потребления тепловой энергии, так как для него можно получить наибольшее количество исходных данных.

В блоке технологического потребления пара (рис. 10.6) вырабатывается насыщенный пар $D_к^{0,7}$ давлением $p = 0{,}7$ МПа, который поступает от парораспределительного коллектора (ПК) к технологическому потребителю $D_{тех}$ и на собственные нужды $D_{с\,н}$ теплогенерирующей установки. Насыщенный пар давлением $p = 0{,}7$ МПа получается в редукционно-охладительной установке (РОУ) путем дросселирования (редуцирования) пара, поступающего в него от котельных агрегатов давлением $p = 1{,}4$ МПа, и добавления необходимого количества питательной воды. Материальный баланс блока будет выражен равенством потоков, покидающих и поступающих в блок:

$$D_{тех} + D_{с\,н} + G_{тех} = D_к^{1,4} + G_{роу} + G_{тех},$$

где $D_{тех}$ — расход пара на технологические цели, принимаемый по исходным данным, кг/с; $G_{тех}$ — расход возвращаемого с производства конденсата, кг/с (определяется по заданной величине μ — проценту возврата конденсата, $G_{тех} = \mu D_{тех}/100$); $D_{с\,н}$ — расход пара на собственные нужды теплогенерирующей установки (принимается предварительно), кг/с; $D_к^{1,4}$ — расход насыщенного пара из котельного агрегата давлением $p = 1{,}4$ МПа; кг/с; $G_{роу}$ — расход питательной воды для получения в редукционно-охладительной установке пара требуемых по исходным данным параметров (насыщенный, давлением $p = 0{,}7$ МПа с расходом $D_к^{0,7}$), кг/с.

Входящие в материальный баланс величины принимаются по исходным данным, рассчитываются или задаются предварительно с последующим уточнением.

Редукционно-охладительная установка РОУ предназначена для снижения давления пара путем дросселирования. Однако в результате дросселирования пар получается перегретый. Процесс дросселирования можно изобразить на i—s-диаграмме водяного пара (рис. 10.7) в виде прямой процесса *1*—*2* при $i = \text{const}$. По исходным же данным требуется насыщенный пар (состояние *3*), который можно получить, охладив полученный после дросселирования перегретый пар (состояние *2*), путем введения в него питательной воды в необходимом количестве (процесс *2*—*3*).

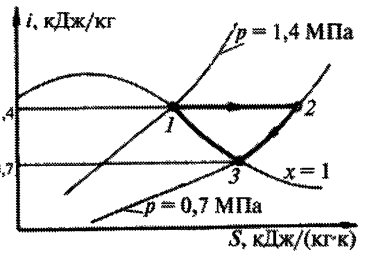


Рис. 10.7. Рабочий процесс в редукционно-охладительной установке

Для определения паропроизводительности всех котельных агрегатов теплогенерирующей установки $D_к^{1,4}$ и расхода питательной воды на редукционно-охладительную установку необходимо составить материальный и тепловой баланс РОУ.

Обозначим: $i''_{1,4}$ и $i''_{0,7}$ — энтальпия сухого насыщенного пара при давлении 1,4 и 0,7 МПа, кДж/кг; $i_{п\,в}$ — энтальпия питатель-

ной воды, определяемая для температур $t_{п\,в} = 70 \div 100$ °С (например, для $t_{п\,в} = 80$ °С $i_{п\,в} = c_p t_{п\,в} = 4{,}19 \cdot 80 = 335{,}2$ кДж/кг).

Уравнение материального баланса РОУ (см. рис. 10.6) определит равенство потоков теплоносителя

$$D_к^{0,7} = D_к^{1,4} + G_{роу}. \qquad (10.10)$$

Уравнение теплового баланса РОУ определит равенство тепловых потоков

$$D_к^{0,7} i''_{0,7} = D_к^{1,4} i''_{1,4} + G_{роу} i_{п.в}. \qquad (10.11)$$

Совместное решение уравнений (10.10) и (10.11) позволит определить расход питательной воды $G_{роу}$ [подставляя $D_к^{1,4} = D_к^{0,7} - G_{роу}$, из уравнения (10.10) в (10.11)]:

$$D_к^{0,7} i''_{0,7} = (D_к^{0,7} - G_{роу}) i''_{1,4} + G_{роу} i_{п\,в};$$

$$D_к^{0,7} (i''_{1,4} - i''_{0,7}) = G_{роу} (i''_{1,4} - i_{п\,в}); \qquad (10.12)$$

$$G_{роу} = \frac{D_к^{0,7} (i''_{1,4} - i''_{0,7})}{(i''_{1,4} - i_{п\,в})}.$$

Для теплогенерирующей установки расход пара $D_к^{1,4}$ определяется из уравнения (10.10)

$$D_к^{1,4} = D_к^{0,7} - G_{роу}.$$

Полученный после РОУ пар $D_к^{0,7}$ расходуется на технологическое потребление $D_{тех}$, собственные нужды $D_{с\,н}$ и компенсацию потерь пара $D_{пот}$ в тепловой схеме теплогенерирующей установки.

Таким образом, полная паропроизводительность теплогенерирующей установки будет равна

$$D_к^{0,7} = D_{тех} + D_{с\,н} + D_{пот}. \qquad (10.13)$$

Расход пара на собственные нужды в теплогенерирующих установках малой мощности предварительно принимается в размере 7—15 % внешнего потребления пара, т. е.

$$D_{с\,н} = (0{,}07 \div 0{,}15) D_{тех}. \qquad (10.14)$$

Расход пара на компенсацию потерь в тепловой схеме и другие неучтенные расходы пара принимаются в размере 2—3 % внешнего потребления:

$$D_{\text{пот}} = (0{,}02 \div 0{,}03) D_{\text{тех}}. \qquad (10.15)$$

Такая форма учета потерь пара (и теплоты) упрощает тепловой расчет оборудования тепловой схемы теплогенерирующей установки малой мощности, так как позволяет в уравнения теплового баланса оборудования (например, подогревателей) не вводить коэффициент сохранения теплоты, учитывающий потери от внешнего охлаждения.

Предварительно принятые величины уточняются на заключительном этапе расчета при сопоставлении принятых $D_{\text{с н}}$ и полученных в результате расчета расходов пара на собственные нужды $D^{\text{р}}_{\text{с н}}$.

Составим блок котельного агрегата (рис. 10.8), в который включим котельный агрегат (КА), сепаратор непрерывной продувки (СНП) и охладитель (Т №1) воды, сливаемой из СНП в барботер (БР) и далее в канализационную сеть. Барботер — смесительный узел для охлаждения сливаемых в канализацию вод.

Из котельного агрегата пар $D^{1,4}_{\text{к}}$ поступает в РОУ. По продувочной линии котловая вода $G_{\text{пр}}$ поступает в сепаратор непрерывной продувки. В котельный агрегат подается питательная вода $G_{\text{пит}}$ из узла химводообработки и деаэрации.

Расход пара из котельного агрегата $D^{1,4}_{\text{к}}$ определяется по уравнению (10.12), а расход продувочной воды $G_{\text{пр}}$, кг/с, рассчитывается из условия поддержания солевого состава котловой воды по величине продувки

$$G_{\text{пр}} = P_{\text{пр}} D^{1,4}_{\text{к}} / 100, \qquad (10.16)$$

где $P_{\text{пр}}$ — процент непрерывной продувки.

Величина непрерывной продувки (процент) зависит от допустимого солесодержания котловой воды и солесодержания питательной воды после водоподготовки. Процент непрерывной продувки является контрольной величиной при выборе схемы химической обработки воды (см. главу 8). Если процент непрерывной продувки на данном этапе расчета неизвестен, то его величину принимают равной 2—10 % паропроизводительности котельных агрегатов

$$G_{\text{пр}} = (0{,}02 \div 0{,}1) D^{1,4}_{\text{к}}. \qquad (10.17)$$

Сепаратор непрерывной продувки (СНП) устанавливают с целью уменьшения тепловых потерь в тепловой схеме теплогенерирующей установки с продувочной водой. Использование СНП экономически обосновано при расходе продувки $G_{пр} \geq 0,14$ кг/с.

В сепараторе непрерывной продувки происходит снижение давления продувочной воды — от рабочего давления в котельном агрегате 1,4 МПа до 0,15 МПа. Котловая вода с высоким содержанием солей и шлама в СНП вскипает и разделяется на остаточную воду $G_{с\,н\,п}$ и пар вторичного вскипания $D_с^{0,15}$, который является «чистым» рабочим телом и может использоваться в тепловой схеме теплогенерирующей установки, например в деаэраторе.

При расходе продувочной воды $G_{пр} > 0,28$ кг/с экономически целесообразно использовать не только теплоту, содержащуюся в паре вторичного вскипания, но и теплоту воды $G_{с\,н\,п}$, сливаемой из сепаратора, например в водоподогреватель Т № 1 (см. рис. 10.8).

Расчет СНП производится с целью определения расхода пара из сепаратора $D_с^{0,15}$ на основе уравнений материального и теплового балансов:

$$G_{пр} = D_с^{0,15} + G_{с\,н\,п} \quad \text{или} \quad G_{с\,н\,п} = G_{пр} - D_с^{0,15}, \qquad (10.18)$$

$$G_{пр} i'_{к\,в} = D_с^{0,15} i''_{0,15} + G_{с\,н\,п} i'_{0,15}, \qquad (10.19)$$

где $i'_{к\,в}$, $i''_{0,15}$, $i'_{0,15}$ — энтальпия, кДж/кг, котловой (продувочной) воды, насыщенного пара и воды при давлении р =0,15 МПа..

Совместное решение уравнений (10.18) и (10.19) позволяет получить расход

$$D_с^{0,15} = \frac{G_{пр}(i'_{к\,в} - i'_{0,15})}{i''_{0,15} - i'_{0,15}}. \qquad (10.20)$$

При установке в тепловой схеме подогревателя Т №1 определяют температуры подогреваемой $G_{исх}$ и охлаждаемой $G_{с\,н\,п}$ воды. Порядок расчета подогревателя Т № 1 аналогичен расчету подогревателя Т № 5 [см. формулы (10.24) и (10.25)].

На следующем этаже разработаем блок водоподготовки (рис. 10.9), в который включим оборудование химической обработки воды (ХВО) и деаэрационную установку (ДР).

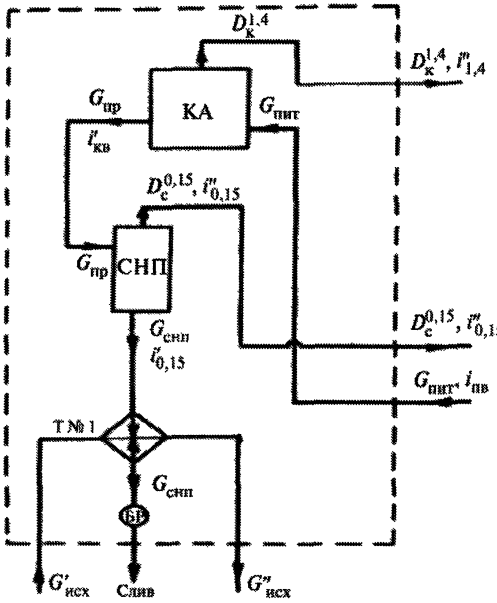


Рис. 10.8. Принципиальная схема блока котельного агрегата

В разрабатываемый блок исходная вода $G_{исх}$ поступает из трубопровода питьевой или технической воды, артезианской скважины и др. для целей компенсации расхода воды на собственные нужды и всех потерь теплоносителя в тепловой схеме теплогенерирующей установки (продувка, выпар и др.) в тепловых сетях и у потребителя.

Химической обработке воды с целью ее умягчения предшествуют повышение ее напора в насосах исходной воды (НИ), необходимого для преодоления гидравлических сопротивлений в подогревателях, фильтрах ХВО, трубопроводах, а также предварительный подогрев паром D_2 в подогревателе Т № 2 (см. рис. 10.9) и водой, сливаемой из сепаратора непрерывной продувки (СНП) (см. рис. 10.8) в подогревателе Т № 1 (до температуры 25—40 °С). Указанный диапазон температур исключает конденсацию водяных паров из воздуха на внешней поверхности трубопроводов и оборудовании (при минимальных теплопотерях этими поверхностями) и, кроме того, не вызывает нежелательных процессов в реагентах ХВО при достаточно высокой скоро-

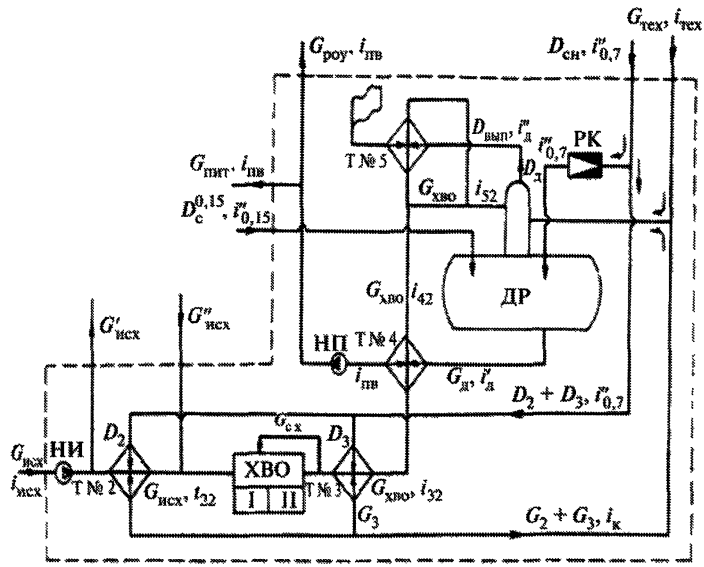


Рис. 10.9. Принципиальная схема блока водоподготовки производственной теплогенерирующей установки

сти химических реакций. Температура исходной воды $t_{исх}$ летом принимается +15, зимой +5 °С, а ее расход $G_{исх}$ определяется с учетом использования на собственные нужды $G_{с\,х}$ химводообработки 15—20 % ее расхода $G_{хво}$ (взрыхление, отмывка, регенерация реагентов и др.):

$$G_{исх} = G_{хво} + G_{с\,х} = G_{хво} + (0{,}15 \div 0{,}2)G_{хво} = (1{,}15 \div 1{,}2)G_{хво}. \quad (10.21)$$

Расход $G_{хво}$ определяется как сумма всех потерь теплоносителя в источнике и потребителе теплоты.

Пароводяной подогреватель Т № 3 и водо-водяной подогреватель Т №4 обеспечивают нагрев химобработанной воды перед деаэратором (ДР), в котором удаляются растворенные в ней коррозионно-активные газы.

Чем ниже температуры химочищенной воды и конденсата $G_к$, поступающих в деаэратор (ДР), тем больший расход пара потребуется на деаэрацию $D_д$.

При атмосферной термической деаэрации (температура насыщения в деаэраторе 102—104 °С) рекомендуемая температу-

ра воды на входе в деаэратор 70—90 °С, при вакуумной термической деаэрации (температура насыщения 70 °С) — 55—65 °С.

При расчете подогревателей в тепловой схеме используют уравнение теплового баланса, которое для теплообменника исходной воды Т №2 (без учета тепловых потерь от внешнего охлаждения) можно записать:

$$G_{\text{исх}}(i_{22} - i_{21}) = D_2\, i''_{0,7} - G_2 i_{\text{к}},$$

но так как $D_2 = G_2$,

$$G_{\text{исх}}(i_{22} - i_{21}) = D_2(\, i''_{0,7} - i_{\text{к}}), \qquad (10.22)$$

где $i_{22} = 4{,}19\, t''_2$; $i_{21} = 4{,}19 t_{\text{исх}}$ — энтальпия воды, на выходе и входе в подогреватель Т №2, кДж/кг; $i''_{0,7}$ — энтальпия, кДж/кг, насыщенного пара при давлении 0,7 МПа; $i_{\text{к}}$ — энтальпия конденсата после подогревателя (может рассчитываться для температуры $t_{\text{к}} = 60$—90 °С; т. е. $i_{\text{к}} = 4{,}19 t_{\text{к}}$, кДж/кг.

Расход пара, кг/с, на подогреватель Т №2 исходной воды:

$$D_2 = \frac{G_{\text{исх}}(i_{22} - i_{21})}{i''_{0,7} - i_{\text{к}}}. \qquad (10.23)$$

Водо-водяной подогреватель химочищенной воды Т №4 рассчитывается аналогично (10.23), т. е.

$$G_{\text{хво}}(i_{42} - i_{41}) = G_{\text{д}}(\, i'_{\text{д}} - i_{\text{п.в}}), \qquad (10.24)$$

где i_{42} — энтальпия, кДж/кг, химочищенной воды на выходе из подогревателя, рассчитывается по температуре, рекомендуемой для данного типа деаэратора; $i_{41} = i_{32}$ — энтальпия химобработанной воды на входе в подогреватель Т №4 (искомая величина); $i'_{\text{д}}$ — энтальпия воды на выходе из деаэратора; $i_{\text{п.в}}$ — энтальпия питательной воды (температура питательной воды принимается не ниже 70 °С), кДж/кг.

Температура воды на входе в подогреватель Т №4 (на выходе из Т №3) из формулы (10.24)

$$t_{32} = \frac{i_{32}}{4{,}19} = \frac{i_{42} - \dfrac{G_{\text{д}}}{G_{\text{хво}}}(i'_{\text{д}} - i_{\text{п в}})}{4{,}19}. \qquad (10.25)$$

Для определения требуемого расхода пара D_3 в пароводяном подогревателе Т № 3 используем уравнение, аналогичное (10.23):

$$D_3 = \frac{G_{хво}(i_{32} - i_{22})}{i''_{0,7} - i_к}. \qquad (10.26)$$

где $i_{41} = i_{32}$.

При работе деаэратора образуется выпар, состоящий из удаляемых из воды коррозионно-активных газов (O_2 и CO_2) и насыщенного пара. Расход выпара, кг/с, определяется по количеству деаэрируемой воды

$$D_{вып} = dG_д, \qquad (10.27)$$

где d — удельный расход выпара из деаэратора, принимаемый равным 0,002 кг/кг.

При расходе выпара $D_{вып}$ — более 0,02 кг/с для уменьшения потерь теплоты в тепловой схеме устанавливают охладитель выпара Т № 5. Тепловая мощность охладителя выпара Т № 5, так же как и подогревателя Т № 1, охлаждающего сбросную воду из сепаратора непрерывной продувки (см. рис. 10.8), сравнительно невелика (подогрев воды в них редко превышает 2—3 °С), поэтому с достаточной для технических расчетов точностью эти подогреватели рассчитывают так, как если бы через них проходила вся вода, соответственно $G_{хво}$.

Например, для подогревателя Т №5 уравнение теплового баланса можно записать

$$G_{хво}(i_{52} - i_{42}) = D_{вып}(i''_д - i_к), \text{ где } i_{42} = i_{51}.$$

где i_{52} — энтальпия химочищенной воды на входе в деаэратор (искомая величина), кДж/кг; $i''_д$; $i_к$ — энтальпия выпара насыщенного пара (при давлении в деаэраторе) и конденсата, кДж/кг; $i_{42} = i_{51}$, кДж/кг.

$$t_{52} = \frac{i_{52}}{4{,}19} = \frac{i_{42} - \dfrac{D_{вып}}{G_{хво}}(i''_д - i_к)}{4{,}19}. \qquad (10.28)$$

Завершим составление блока химводообработки определением расхода пара $D_д$ на деаэрацию питательной воды.

Материальный баланс деаэратора отражает равенство входящих и выходящих потоков теплоносителей:

$$G_д + D_{вып} = G_{хво} + D_с^{0,15} + G_к + D_д, \qquad (10.29)$$

где расход конденсата

$$G_к = G_{тех} + G_2 + G_3,$$

а расход воды из деаэратора, кг/с,

$$G_д = G_{пит} + G_{роу} = D_к^{0,7} + G_{пр}. \qquad (10.30)$$

Определим искомый расход пара на деаэрацию $D_д$ из уравнения теплового баланса деаэратора

$$G_д i'_д + D_{вып} i''_д = G_{хво} i_{52} + D_с^{0,15} i''_{0,15} +$$

$$+ G_{тех} i_{тех} + (G_2 + G_3) i_к + D_д i''_{0,7}, \qquad (10.31)$$

где $i_{тех}$ — энтальпия конденсата, возвращаемого от технологического потребителя, кДж/кг; $i''_{0,7}$ — энтальпия пара, поступающего в деаэратор после редукционного клапана (РК) (см. рис. 10.9), в котором давление пара снижается от 0,7 до 0,15 МПа путем дросселирования (осуществляемого при i = const).

Преобразуя формулу 10.31, получим

$$D_д = \frac{G_д i'_д + D_{вып} i''_д - G_{хво} i_{52} - D_с^{0,15} i''_{0,15} - G_{тех} i_{тех} - (G_2 + G_3) i_к}{i''_{0,7}}. \qquad (10.32)$$

Расчетное значение расхода пара на собственные нужды, зная $D_д$, можно определить по формуле

$$D_{с\,н}^{р} = D_д + D_2 + D_3. \qquad (10.33)$$

Затем можно определить расчетную паропроизводительность теплогенерирующей установки, кг/с,

$$D_{к\,р}^{0,7} = D_{тех} + D_{с\,н}^{р} + D_{пот}. \qquad (10.34)$$

На первом этапе расчета тепловой схемы расход пара на собственные нужды был предварительно принят [(см. формулу (10.14)], поэтому использованная в расчете паропроизводительность теплогенерирующей установки $D_к^{0,7}$ [формула (10.13)] должна быть сопоставлена с вычисленной по формуле (10.34) расчетной величиной $D_{к.р}^{0,7}$. При расхождении указанных величин более чем на

$$\Delta = \frac{D_{к\,р}^{0,7} - D_к^{0,7}}{D_{к\,р}^{0,7}} 100 > 2\% \qquad (10.35)$$

расчет следует повторить, приняв $D_{сн}$ [формула (2.6)] равным расходу $D^{р}_{сн}$ определенному по формуле (10.33).

Если расхождение менее указанной величины, расчет режима работы тепловой схемы считается законченным.

Расчет других режимов работы теплогенерирующей установки производится аналогично.

Принципиальная тепловая схема производственной теплогенерирующей установки (рис. 10.10) составляется путем объединения всех рассмотренных блоков.

Подбор мощности и числа теплотехнического оборудования, насосов осуществляется по результатам расчетов работы тепловой схемы в различных режимах по графикам изменения нагрузок (например, готовым) с использованием данных справочников и каталогов типового оборудования.

Пример расчета принципиальной тепловой схемы производственной теплогенерирующей установки (см. рис. 10.10) с паровыми котлами малой мощности низкого давления $p = 1{,}4$ МПа серии ДЕ при работе на газе приведен в табл. 10.2 в виде исходных данных и результатов расчета одного режима работы с максимальной нагрузкой.

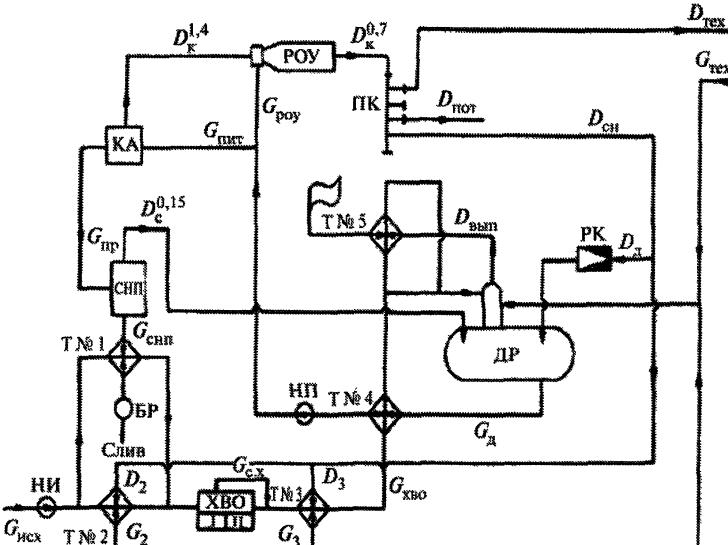


Рис. 10.10. Принципиальная тепловая схема производственной теплогенерирующей установки

Таблица 10.2. **Исходные данные и результаты расчета тепловой схемы производственной теплогенерирующей установки**

№ пп	Показатели	Метод определения	Величина
Исходные данные			
1	Параметры технологического пара; давление, МПа	$P_{тех}$	0,7, насыщенный
2	Технологическая нагрузка, кг/с	Режим максимального потребления, $D_{тех}$	7,2
3	Доля возвращаемого конденсата от технологического потребителя, %	μ	60
4	Солесодержание исходной воды, мг/л	$S_{и\,в}$	360
5	Температура конденсата от технологического потребителя, °С	$t_{тех}$	55
Результаты расчета			
6	Расход технологического конденсата с производства, кг/с	$G_{тех} = (\mu D_{тех})/100$	4,32
7	Потери технологического конденсата, кг/с	$G_{тех}^{пот} = D_{тех} - G_{тех}$	2,88
8	Потери пара в тепловой схеме, кг/с (принято)	Формула (10.15) $D_{пот} = 0{,}03D_{тех}$	0,22
9	Расход пара на собственные нужды, кг/с (принято)	Формула (10.14) $D_{сн} = 0{,}1D_{тех}$	0,72

10	Паропроизводительность ТГУ $P = 0{,}7$ МПа, кг/с	Формула (10.13) $D^{к}_{0,7} = D_{тех} + D_{сп} + D_{пот}$	8,14
11	Сумма потерь пара и технологического конденсата (без учета потерь с выпаром и водой из сепаратора непрерывной продувки), кг/с	$G^{пот}_{тех} + D_{пот}$	3,1
12	Доля потерь теплоносителя	$П_x = G_{по\,т} / D^{к}_{0,7}$	0,38
13	Солесодержание химобработанной воды, мг/кг	Принимаем $S_x = S_{и\,в}$	360
14	Солесодержание котловой воды, мг/кг	$S_{к.в}$ (принимается по данным табл. 8.3)	3000
15	Процент продувки, %	$P_п = (S_x П_x 100)/(S_{к\,в} - S_x П_x)$	$4{,}78 \approx 4{,}8$
16	Энтальпия насыщенного пара, кДж/ кг, при давлении, МПа: 1,4 0,7 0,15	По паровым таблицам $i''_{1,4}$ $i''_{0,7}$ $i''_{0,15}$	 2790 2763 2693
17	Энтальпия, кДж / кг: технологического конденсата конденсата ($t_к = 80$ °С) питательной воды ($t_{п\,в} = 90$ °С) воды в деаэраторе ($t_д = 100$ °С) исходной воды ($t_{и\,в} = 5$ °С) насыщенной воды ($p = 0{,}15$ МПа) котловой воды ($p = 1{,}4$ МПа)	 $i_{тех} = 4{,}19\, t_{тех} = 4{,}19 \cdot 55$ $i_к = 4{,}19\, t_к = 4{,}19 \cdot 80$ $i_{п.в} = 4{,}19\, t_{п\,в} = 4{,}19 \cdot 90$ $i'_д = 4{,}19\, t_д = 4{,}19 \cdot 100$ $i_{н\,в} = 4{,}19\, t_{и\,в} = 4{,}19 \cdot 5$ $i'_{0,15}$ (по паровым таблицам) $i'_{1,4}$ (по паровым таблицам)	 230,5 335,2 377,1 419 21 467 830

Продолжение табл. 10.2

№ пп	Показатели	Метод определения	Величина
18	Расход питательной воды на РОУ, кг/с	Формула (10.12) $G_{\text{роу}} = D^{\text{к}}_{0,7}\,(\,i''_{1,4} - i''_{0,7}\,)/(\,i''_{1,4} - i_{\text{п в}})$	0,09
19	Паропроизводительность ТГУ ($p = 1,4$ МПа) кг/с	Формула (10.10) $D^{1,4}_{\text{к}'} = D^{0,7}_{\text{к}'} - G_{\text{роу}}$	8,05
20	Расход продувочной воды, кг/с	Формула (10.16) $G_{\text{пр}} = (P_{\text{пр}}\, D^{1,4}_{\text{к}})/100$	0,38 > 0,14
21	Расход пара ($P = 0,15$ МПа) из сепаратора непрерывной продувки, кг/с	Формула (10.20) $D^{0,15}_{\text{с}} = G_{\text{пр}}((i'_{\text{к.в}} - i'_{0,15})/(i''_{0,15} - i'_{0,15}))$	0,06
22	Расход воды из сепаратора непрерывной продувки, кг/с	Формула (10.18) $G_{\text{с н п}} = G_{\text{пр}} - D^{0,15}_{\text{с}}$	8,52
23	Расход воды из деаэратора, кг/с	Формула (10.30) $G_{\text{д}} = D^{0,7}_{\text{к}} + G_{\text{пр}}$	8,52
24	Расход выпара из деаэратора, кг/с	Формула (10.27) $D_{\text{вып}} = dG_{\text{д}}$ Т № 5 не устанавливаем	0,017
25	Суммарные потери пара и конденсата (уточненные, см. п.11), кг/с	$G_{\text{пот}} = G^{\text{тех}}_{\text{пот}} + D_{\text{пот}} + D_{\text{вып}} + G_{\text{с н п}}$	3,44
26	Расход химобработанной воды, кг/с	$G_{\text{хво}} = G_{\text{пот}}$	3,44
27	Расход исходной воды, кг/с	Формула (10.21) $G_{\text{исх}} = 1,15G_{\text{хво}}$	3,96
28	Расход пара на подогреватель исходной воды Т № 2, кг/с	$D_2 = G_{\text{исх}}(i_{22} - i_{21})/(\,i''_{0,7} - i_{\text{к}})$	0,13

29	Температура исходной воды после подогревателя Т № 1, °С	Формула (10.28) $t_{12} = (i_{22} + G_{\text{с.н п}})/G_{\text{исх}}(\ i''_{0,15} - i_{\text{к}})/4,19$	27,5
30	Температура воды на входе в Т № 4 (на выходе из Т № 3), °С	Формула (10.25) $t_{41} = [i_{42} - G_{\text{д}}/G_{\text{хво}}(i''_{0,7} - i_{\text{к}})]/4,19$, где $i_{42} = 4,19\, t_{42} = 4,19 \cdot 80 = 335,2$ кДж/кг	53,0
31	Расход пара на подогреватель Т № 3, кг/с	Формула (10.26) $D_3 = G_{\text{хво}}(i_{32} - i_{12})/(\ i''_{0,7} - i_{\text{к}})$, где $i_{32} = i_{41} = 4,19\, t_{41}$; $i_{12} = 4,19\, t_{12}$	0,14
32	Температура химобработанной воды после охладителя выпара, °С	Формула (10.28) $t_{52} = [i_{42} + D_{\text{вып}}/G_{\text{хво}}(i''_{\text{д}} - i_{\text{к}})]/4,19$	83,3
33	Расход пара на деаэрацию, кг/с	Формула (10.32) $D_{\text{д}} = (G_{\text{д}} i'_{\text{д}} + D_{\text{вып}} i''_{\text{д}})/i''_{0,7} - [G_{\text{хво}} i_{52} + D_{\text{с}} i''_{0,15} +$ $+\ G_{\text{тех}} i_{\text{тех}} + (G_2 + G_3) i_{\text{к}}]/\ i''_{0,7}$	0,47
34	Расчетный расход пара на собственные нужды, кг/с	Формула (10.33) $D^{\text{р}}_{\text{с.н}} = D_{\text{д}} + D_2 + D_3$ По п. 9 $D_{\text{сн}} = 0,72$ кг/с	0,65
35	Расчетная паропроизводительность ТГУ, кг/с	Формула (10.34) $D^{0,7}_{\text{к.р}} = D_{\text{тех}} + D^{\text{р}}_{\text{с н}} + D_{\text{пот}}$ По п. 10 $D^{0,7}_{\text{к}} = 8,14$ кг/с	8,07
36	Ошибка расчета, %	Формула (10.35) $\Delta = 100(D^{0,7}_{\text{к р}} - D^{0,7}_{\text{к}})/D^{0,7}_{\text{к.р}}$	0,87 < 2%

10.4.2. Тепловые схемы производственно-отопительных теплогенерирующих установок. Производственно-отопительные теплогенерирующие установки предназначены для обеспечения тепловой энергией коммунально-бытовых потребителей и технологических нужд производственных предприятий. Коммунально-бытовые потребители получают от производственно-отопительной теплогенерирующей установки горячую воду для целей отопления, вентиляции и горячего водоснабжения жилых и общественных зданий.

Для технологических целей требуется преимущественно насыщенный пар давлением 0,5—0,7 МПа, потребление которого зависит от мощности и режима работы предприятия (см. рис. 10.5). При одно- и двухсменных режимах работы предприятий потребление пара будет отличаться значительной суточной неравномерностью, что в случае большого удельного веса технологической нагрузки в объеме общей паропроизводительности производственно-отопительной теплогенерирующей установки может существенно сказаться на суточном графике ее работы.

Расход теплоты на отопление и вентиляцию зданий зависит от температуры наружного воздуха (рис. 10.11, *а*). Причем изменение расхода теплоты на вентиляцию зданий при колебаниях температуры наружного воздуха будет более существенным, чем на отопление, так как в последнем случае колебания температу-

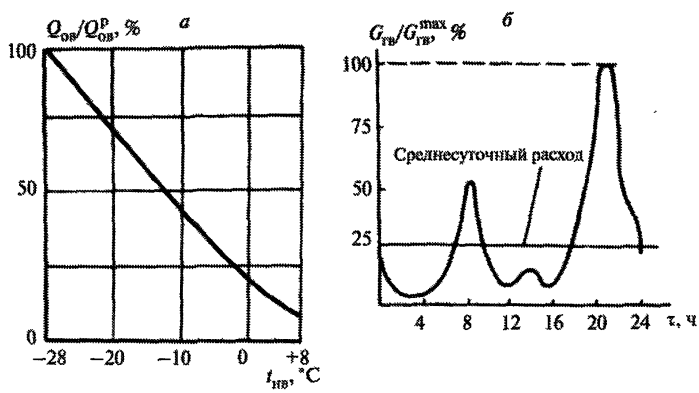


Рис. 10.11. Изменение расхода теплоты на отопление и вентиляцию зданий в зависимости от температуры наружного воздуха (*а*) и на горячее водоснабжение в течение суток (*б*)

ры наружного воздуха компенсируются за счет теплоаккумулирующей способности зданий.

В течение суток колебания температуры атмосферного воздуха могут иметь значительную амплитуду, что повлечет за собой изменение потребности в тепловой мощности и обусловит неравномерность работы теплогенерирующей установки.

Потребление теплоты на горячее водоснабжение имеет сложный суточный график (рис. 10.11, *б*). В коммунально-бытовом потреблении горячей воды четко выражены максимумы в утренние и вечерние часы. Средний суточный расход теплоты на горячее водоснабжение является расчетной величиной, однако нужно учитывать, что в последние дни недели и она резко увеличивается (примерно в 1,9—2,2 раза).

Суммарный суточный график потребления теплоты для производственно-отопительной теплогенерирующей установки отражает суточную неравномерность перечисленных нагрузок и обычно имеет ступенчатый вид. Суточная неравномерность работы теплогенерирующей установки должна оцениваться исходя из конкретных условий; она определяется относительной долей нагрузки горячего водоснабжения и технологической нагрузки (при одно- и двухсменной работе предприятий—потребителей пара) в балансе тепловых нагрузок источника теплоты.

Если в балансе теплопотребления основное количество теплоты идет на отопление и вентиляцию, то колебания тепловой мощности не столь существенны и могут характеризоваться величиной относительного среднесуточного теплопотребления

$$\Sigma Q_{ср}/\Sigma Q_{max} \approx 0{,}8 \div 0{,}9.$$

Годовой график нагрузки производственно-отопительной теплогенерирующей установки (рис. 10.12) строится путем сложения годовых графиков отопительной (отопления, вентиляции и горячего водоснабжения) и производственной нагрузок. При построении годовых графиков нагрузки суточная неравномерность потребления теплоты не учитывается. Для построения годового графика нагрузки отопления и вентиляции используются климатологические данные длительности стояния данной температуры.

В левой части графика строят зависимость требуемой тепловой мощности теплогенерирующей установки от температуры наружного воздуха. Затем эти данные переносят в правую часть

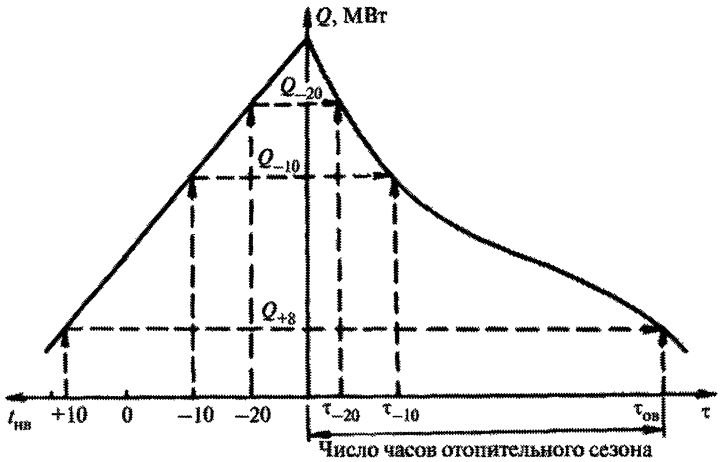


Рис. 10.12. Годовой график, отопительной нагрузки теплогенерирующей установки

графика, где по оси абсцисс откладывают число часов стояния конкретной температуры воздуха в заданном регионе.

Нагрузка горячего водоснабжения при построении годового графика принимается постоянной, не зависящей от температуры наружного воздуха как для отопительного, так и для летнего периода. Однако в летнее время расчетная нагрузка на горячее водоснабжение меньше, чем в отопительный период, так как расчетная температура холодной воды, поступающей в тепловой пункт из водопровода в течение отопительного периода, принимается $t = +5\,^{\circ}\mathrm{C}$, а летом $t = +15\,^{\circ}\mathrm{C}$. Следовательно, расход теплоты на горячее водоснабжение в летнее время по отношению к расходу теплоты в течение отопительного периода (при температуре воды, поступающей на горячее водоснабжение, $t_{гв} = 60\,^{\circ}\mathrm{C}$) составит:

$$\frac{Q^{л}_{гв}}{Q^{з}_{гв}} = \frac{G^{потр}_{гв} C_{в} (60-15)}{G^{потр}_{гв} C_{в} (60-5)} = 0{,}82, \qquad (10.36)$$

где $Q^{л}_{гв}$, $Q^{з}_{гв}$ — расчетный расход теплоты на горячее водоснабжение летом и зимой, кВт; $G^{потр}_{гв}$ — расчетный (часовой) расход горячей воды у потребителя, кг/с; $C_{в}$ — теплоемкость воды, кДж/(кг · К).

За расчетный расход теплоты на горячее водоснабжение принимают максимальный часовой (пиковый), если в системе теплоснабжения не используются аккумулирующие емкости (для выравнивания суточного графика), и средний часовой за сутки при установке баков-аккумуляторов.

Примерный годовой график тепловой нагрузки производственно-отопительной теплогенерирующей установки представлен на рис. 10.13. Следует иметь в виду, что расходы теплоты на коммунально-бытовые нужды должны определяться исходя из конкретных условий работы теплогенерирующей установки в системе теплоснабжения с учетом режимов работы тепловых сетей. Наибольшее влияние на состав тепловой схемы теплогенерирующей установки и режимы ее работы оказывает наличие (открытая система теплоснабжения) или отсутствие (закрытая система теплоснабжения) водоразбора из тепловых сетей на нужды горячего водоснабжения.

10.4.2.1. Закрытые системы теплоснабжения. При составлении тепловой схемы производственно-отопительной теплогенерирующей установки с закрытой системой теплоснабжения необходимо учитывать, что для целей горячего водоснабжения сетевая вода из подающего трубопровода поступает в подогреватели системы горячего водоснабжения, где холодная вода из водопровода нагревается и поступает к водоразборным кранам

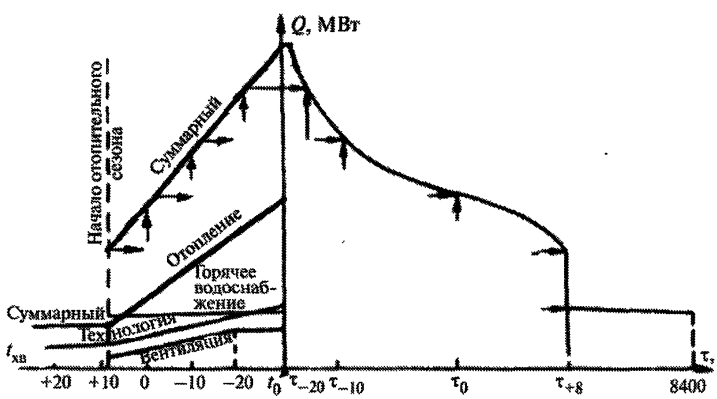


Рис. 10.13. Годовой график тепловой нагрузки производственно-отопительной теплогенерирующей установки

потребителей, а охлажденная сетевая вода возвращается в обратный трубопровод тепловых сетей.

Отсутствие водоразбора из тепловых сетей значительно уменьшает расход подпиточной воды, проходящей водоподготовку в тепловой схеме источника и направляемой для компенсации всех потерь теплоносителя в тепловых сетях и теплогенерирующей установке.

Принципиальную тепловую схему производственно-отопительной теплогенерирующей установки будем составлять, используя ранее рассмотренную (см. п. 10.4.1) принципиальную тепловую схему производственной теплогенерирующей установки.

Основные изменения потребуется внести в блок технологического потребления пара (см. рис. 10.6), дополнив его установкой для подогрева сетевой воды, группой сетевых насосов и др. Блок отопительно-производственного потребления теплоты (рис. 10.14) предназначен для подготовки и отпуска насыщенного пара на нужды технологического потребления и горячей воды на коммунально-бытовые цели при закрытой двухтрубной системе теплоснабжения.

Пар на производственные цели $D_{\text{тех}}$ отпускается аналогично ранее рассмотренной схеме на рис. 10.6 через редукционно-охладительную установку и паровой коллектор. Технологический конденсат $G_{\text{тех}}$ также возвращается в блок водоподготовки, куда от парового коллектора направляется насыщенный пар на собственные нужды $D_{\text{с н}}$ источника теплоты.

Пар на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение $D_{\text{ст}}$ от парового коллектора ПК направляется в сетевой подогреватель Т № 7, где передает теплоту воде тепловых сетей $G_{\text{с}}$ закрытой двухтрубной системы теплоснабжения (см. рис. 10.14).

Циркуляция теплоносителя в тепловых сетях осуществляется за счет работы группы сетевых насосов СН, устанавливаемых на обратной магистрали. Температура сетевой воды, направляемой в тепловые сети $G'_{\text{с}}$, регулируется в соответствии с температурным графиком (см. рис. 10.3), например, регулятором температуры РТ путем перепуска части обратной сетевой воды, минуя сетевые подогреватели.

Потери теплоносителя в тепловых сетях компенсируются подачей подпиточной воды $G_{\text{подп}}$, прошедшей водоподготовку, в

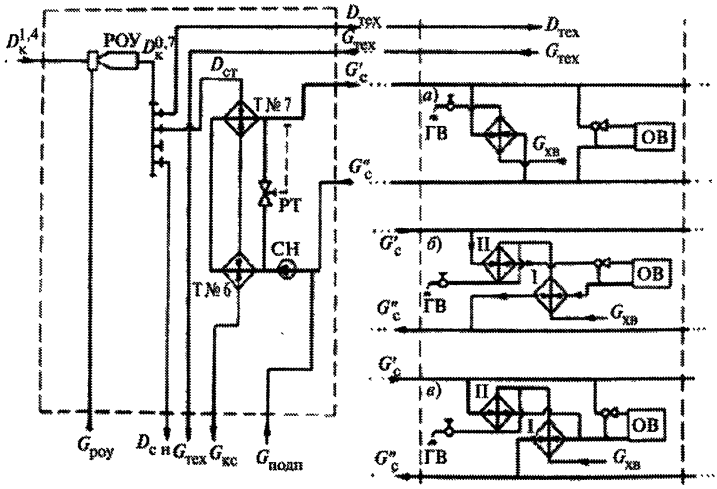


Рис. 10.14. Принципиальная схема блока теплопотребления производственно-отопительной теплогенерирующей установки с закрытой двухтрубной системой теплоснабжения

обратный трубопровод перед сетевыми насосами. Расход подпиточной воды, кг/с, для закрытых систем теплоснабжения может приниматься в размере 1,5—2 % расхода сетевой воды

$$G_{подп} = (0{,}015 \div 0{,}02)\, G'_с. \qquad (10.37)$$

Конденсат от сетевых подогревателей $G_{кс}$ подается на деаэрацию в блок водоподготовки.

При определении общего расхода сетевой воды важно учесть влияние схемы включения подогревателей системы горячего водоснабжения. Так, при параллельной схеме включения теплообменников горячего водоснабжения и отопительно-вентиляционных потребителей (см. рис. 10.14, *а*) общий расход сетевой воды будет складываться из расхода сетевой воды на горячее водоснабжение $G_с^{гв}$, отопление и вентиляцию $G_с^{ов}$:

$$G'_с = G_с^{гв} + G_с^{ов}. \qquad (10.38)$$

При качественном регулировании отпуска теплоты температуры подающей и обратной сетевой воды принимаются по отопительному температурному графику (см. рис. 10.3). Тогда

для максимально-зимнего режима расход сетевой воды, кг/с, при параллельной схеме (см. рис. 10.14) можно определить по формуле

$$G'_{\text{с}} = \frac{Q_{\text{г в}} + Q_{\text{о в}}}{C_{\text{в}}(t'_{\text{с}} - t''_{\text{с}})} = \frac{Q_{\text{г в}} + Q_{\text{о в}}}{4{,}19(150-70)}.$$

Температура воды, поступающей в систему отопления и вентиляции потребителя, регулируется, например, с помощью элеваторного узла смешения прямой сетевой воды ($t'_{\text{с}} = 150$ °С в расчетном режиме) с обратной из системы отопления ($t''_{\text{ов}} = 70$ °С) для получения воды с температурой ($t''_{\text{ов}} = 95$ °С), поступающей в систему отопления и вентиляции коммунально-бытового потребителя.

Температура воды, поступающей в водоразборные краны системы горячего водоснабжения ($t'_{\text{гв}} = 60$ °С), регулируется изменением расхода сетевой воды через подогреватели горячего водоснабжения, установленные в тепловом пункте.

Кроме независимой (параллельной) схемы подключения к тепловым сетям узла приготовления воды для отопления и вентиляции используются зависимые схемы.

При последовательном (см. рис. 10.14, *б*) и смешанном (см. рис. 10.14, *в*) включении подогревателей горячего водоснабжения сетевая вода после системы отопления, вентиляции поступает в подогреватели горячего водоснабжения I ступени, а уже затем в обратный трубопровод тепловой сети. При необходимости догрев воды горячего водоснабжения (до 60 °С) осуществляется прямой сетевой водой в подогревателях II ступени.

Вместе с тем для нормального функционирования системы отопления снижение температуры сетевой воды в подогревателе II ступени при последовательной схеме (см. рис. 10.14, *б*) не должно отражаться на количестве теплоты, подаваемой в отапливаемое помещение. Поэтому для сохранения теплового режима отапливаемых помещений необходимо повышение температуры воды в тепловой сети при сохранении нормального отопительного расхода сетевой воды (повышенные температурные графики).

Основное преимущество последовательной и смешанной схем теплового пункта заключается в более глубоком охлажде-

нии обратной сетевой воды, что обеспечивает снижение ее расчетных расходов.

Важной особенностью закрытых систем теплоснабжения является отсутствие непосредственного водоразбора из тепловых сетей, что определяет малый расход подпиточной воды [формула (10.37)]. Поэтому оказывается экономически целесообразным не устанавливать дополнительный узел водоподготовки для подпиточной воды, а готовить ее в узле водоподготовки питательной воды котельных агрегатов, несмотря на то, что стоимость питательной воды выше, поскольку она требует двух ступеней умягчения и деаэрации, в то время как для подпиточной воды тепловых сетей достаточно одной ступени умягчения.

Таким образом, устройство блоков котельного агрегата и водоподготовки при закрытой системе теплоснабжения будет мало отличаться от этих же блоков в рассмотренной ранее тепловой схеме производственной теплогенерирующей установки (см. рис. 10.8 и 10.9).

Тепловые нагрузки для расчета и выбора оборудования теплогенерирующих установок должны определяться для трех характерных режимов:

1) максимально-зимнего при средней температуре наружного воздуха в наиболее холодную пятидневку;

2) наиболее холодного месяца — при средней температуре наружного воздуха в наиболее холодном месяце;

3) летнего — при расчетной температуре наружного воздуха теплого периода (расчетные параметры А).

Указанные расчетные температуры наружного воздуха принимаются в соответствии с СНиП.

Пример расчета принципиальной тепловой схемы производственно-отопительной теплогенерирующей установки рассмотрим для закрытой системы теплоснабжения с независимой (параллельной) схемой подключения к тепловым сетям потребителей горячего водоснабжения, отопления и вентиляции (рис. 10.15). Теплогенерирующая установка с паровыми котельными агрегатами низкого давления $p = 1{,}4$ МПа, серии ДЕ при работе на газе. Исходные данные и результаты расчета максимально-зимнего и летнего режимов работы тепловой схемы приведены в табл. 10.3.

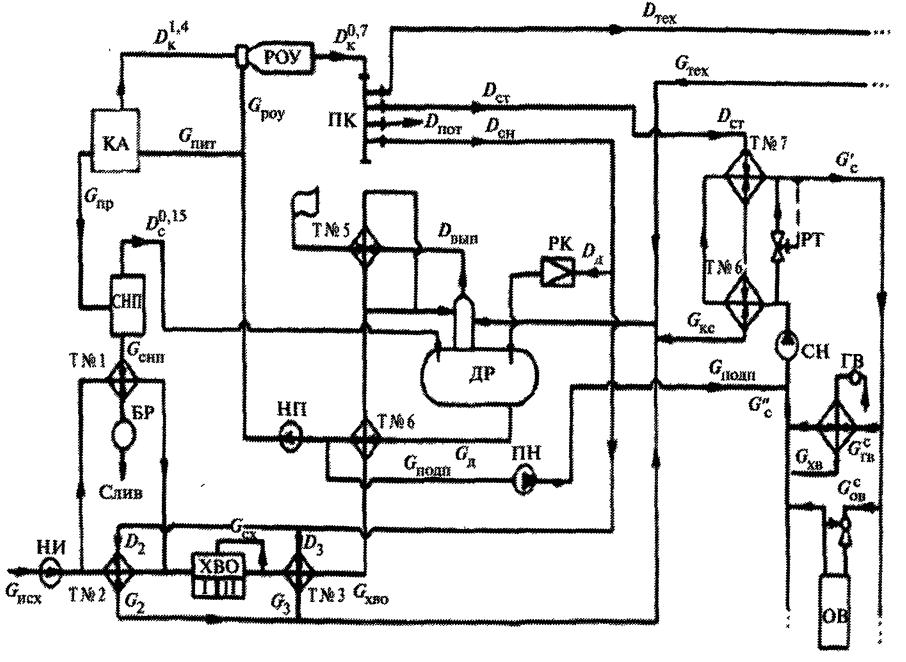


Рис. 10.15. Принципиальная тепловая схема производственно-отопительной теплогенерирующей установки с закрытой системой теплоснабжения

Таблица 10.3. **Исходные данные и результаты расчета тепловой схемы производственно-отопительной теплогенерирующей установки для закрытой системы теплоснабжения**

№ пп	Параметры	Метод определения	Режим	
			максимально-зимний	летний
Исходные данные				
1	Расчетная температура наружного воздуха, °С	$t_{нв}$	−26	+8
2	Параметры технологического пара — давление, МПа	$P_{тех}$	0,7 (насыщенный)	
3	Технологическая нагрузка, кг/с	Режим максимального потребления $D_{тех}$	7,2	6,8
4	Доля возвращаемого конденсата от технологического потребителя, %	μ	60	
5	Температура конденсата от технологического потребителя, °С	$t_{тех}$	55	60
6	Отопительная нагрузка, МВт	$Q_{ов}$	12,0	—
7	Нагрузка горячего водоснабжения (зима), МВт	$Q^{з}_{гв}$	2,8	—
8	Солесодержание исходной воды, мг/кг	$S_{ив}$	360	

Продолжение табл. 10.3

№ пп.	Параметры	Метод определения	Режим	
			максимально-зимний	летний
9	Температура, °С и энтальпия сетевой воды в трубопроводе:		50 628,5	70 293,3
	подающем	t'_c температурный график $i'_c = 4{,}19t'_c$	70	42,5
	обратном	t''_c температурный график $i''_c = 4{,}19t''_c$	293,3	178,1
10	Энтальпия, кДж/кг, насыщенного пара при давлении, МПа:	Паровые таблицы		
	1,4	$t''_{1,4}$	2790	
	0,7	$t''_{0,7}$	2763	
	0,15	$t''_{0,15}$	2693	
	0,12	$t''_д$	2683	
11	Энтальпия, кДж/кг:			
	технологического конденсата	$i_{тех} = 4{,}19t_{тех}$	230,5	251,4
	конденсата, $t_к$ =80 °С	$i_к = 4{,}19t_к = 4{,}19 \cdot 80$	335,2	
	питательной воды ($t_{п.в}$ =90 °С)	$i_{п.в} = 4{,}19t_{п.в} = 4{,}19 \cdot 90$	377,1	
	воды в деаэраторе ($t_д$ =100 °С)	$i'_д = 4{,}19t'_д = 4{,}19 \cdot 100$	419	
	исходной воды ($t_{и.в}$ =5 °С)	$i_{и\,в} = 4{,}19t_{и\,в} = 4{,}19 \cdot 5$	21	
	насыщенной воды (p = 0,15 МПа)	$i'_{0,15}$ (по паровым таблицам)	467	
	котловой воды (p = 1,4 МПа)	$i'_{1,4}$ (по паровым таблицам)	830	

Результаты счета				
12	Расход технологического конденсата с производства, кг/с	$G_{тех} = (\mu D_{тех})/100$	4,32	4,08
13	Потери технологического конденсата, кг/с	$G_{тех}^{пот} = D_{тех} - G_{тех}$	2,88	2,72
14	Нагрузка горячего водоснабжения (лето), МВт	Формула (10.36) $Q_{г.в}^{л} = 0{,}82Q_{г.в}^{з}$	см. п. 7	2,3
15	Общая нагрузка отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, МВт	$Q_с = Q_{ов} + Q_{гв}$	14,8	2,3
16	Расход пара на сетевые подогреватели, кг/с	$D_{ст} = (Q_с 10^3)/(i''_{0,7} - i_к)$	6,09	0,95
17	Общий расход пара на внешние потребители теплоты, кг/с	$D_{вн} = D_{тех} + D_{ст}$	13,29	7,75
18	Потери пара в тепловой схеме, кг/с	Формула (10.15) $D_{пот} = 0{,}03D_{вн}$	0,4	0,23
19	Расход пара на собственные нужды ТГУ, кг/с	Формула (10.14) $D_{с\,н} = 0{,}05D_{вн}$	0,66	0,39
20	Расход сетевой воды, кг/с: для отопления и вентиляции для горячего водоснабжения	 $G_{ов}^{с} = (Q_{ов}10^3)/(i'_с - i''_с)$ $G_{гв}^{с} = (Q_{гв}10^3)/(i'_с - i''_с)$	 35,8 8,35	 — 19,96
21	Общий расход сетевой воды, кг/с	$G'_с = G_{ов}^{с} + G_{гв}^{с}$	44,15	19,96
22	Расход воды на подпитку тепловых сетей, кг/с	Формула (10.37) $G_{под} = 0{,}015\,G'_с$	0,66	0,3

Продолжение табл. 10.3

№ пп.	Параметры	Метод определения	Режим	
			максимально-зимний	летний
23	Паропроизводительность ТГУ Р=0,7 Мпа, кг/с	$D^{к}_{0,7} = D_{тех} + D_{сп} + D_{с.н} + D_{пот}$	14,35	8,37
24	Сумма потерь пара, конденсата и сетевой воды (без учета потерь с выпаром и водой из сепаратора непрерывной продувки), кг/с	$G_{пот} = G^{пот}_{тех} + D_{пот} + G_{подп}$	3,94	3,25
25	Доля потерь теплоносителя	$П_х = G_{пот} / D^{0,7}_{к}$	0,27	0,38
26	Солесодержание воды, мг/кг химобработанной котловой	Принимаем $S_х = S_{и\,в}$ $S_{к\,в}$ (принимаем по табл. 8.3)	360 3000	
27	Процент продувки, %	$P_п = (S_х П_х 100) / (S_{к\,в} - S_х П_х)$	3,22	4,7
28	Расход питательной воды на РОУ, кг/с	Формула (10.12) $G_{роу} = D^{0,7}_{к} (i''_{1,4} - i''_{0,7}) / (i''_{1,4} - i_{п.в})$	0,16	0,1
29	Паропроизводительность ТГУ, Р=1,4 Мпа, кг/с	Формула (10.10) $D^{1,4}_{к} = D^{0,7}_{к} - G_{роу}$	14,19	8,27
30	Расход продувочной воды, кг/с	Формула (10.16) $G_{пр} = (P_{пр} D^{0,7}_{к}) / 100$	0,46	0,39

31	Расход пара $\rho = 0{,}15$ МПа из сепаратора непрерывной продувки, кг/с	Формула (10.20) $D_{с}^{0,15} = G_{пр}((i'_{к.в} - i'_{0,15})/(i''_{0,15} - i'_{0,15}))$	0,08	0,07
32	Расход воды из сепаратора непрерывной продувки, кг/с	Формула (10.18) $G_{с.н\,п} = G_{пр} - D_{с}^{0,15}$	0,38	0,32
33	Расход воды из деаэратора, кг/с	Формула (10.30) $G_{д} = D_{к}^{0,7} + G_{пр} + G_{подп}$	15,47	9,06
34	Расход выпара из деаэратора, кг/с	Формула (10.27) $D_{вып} = dG_{д}$	0,03	0,02
35	Суммарные потери пара и конденсата (уточненные, см. п. 24), кг/с	$G_{пот} = G_{пот}^{тех} + D_{пот} + G_{подп} + D_{вып} + G_{с\,н\,п}$	4,35	3,59
36	Расход воды, кг/с: химобработанной исходной	$G_{хво} = G_{пот}$ Формула (10.21) $G_{исх} = 1{,}15G_{хво}$	 4,35 5,0	 3,59 4,13
37	Расход пара на подогреватель исходной воды Т № 2, кг/с	Формула (10.23) (принято $t_{22} = 25$ °С) $D_{2} = G_{исх}(i_{22} - i_{21})/(i''_{0,7} - i_{к})$	0,17	0,07
38	Температура исходной воды после подогревателя Т № 1, °С	Формула (10.28) $t_{12} = [i_{22} + (G_{с\,н\,п}/G_{исх})(i'_{0,15} - i_{к})]/4{,}19$	27,4	27,5
39	Температура воды на входе в Т № 4 (на выходе из Т № 3), °С	Формула (10.25) $t_{41} = [i_{42} - G_{д}/G_{хво}(i'_{д} - i_{пв})]/4{,}19$, где $i_{42} = 4{,}19\,t_{42} = 4{,}19 \cdot 80 = 335{,}2$ кДж/кг	44,4	54,8
40	Расход пара на подогреватель Т № 3, кг/с	Формула (10.26) $D_{3} = G_{хво}(i_{32} - i_{12})/(i''_{0,7} - i_{к})$, где $i_{32} = i_{41} = 4{,}19\,t_{41}$; $i_{12} = 4{,}19\,t_{12}$	0,13	0,19

Продолжение табл. 10.3

№ пп.	Параметры	Метод определения	Режим	
			максимально зимний	летний
41	Температура химобработанной воды после охладителя выпара, °С	Формула (10.28) $t_{52} = [i_{42} + D_{вып}/G_{хво}(i''_д - i_к)]/4{,}19$	83,8	83,1
42	Расход пара на деаэрацию, кг/с	Формула (10.32) $D_д = (G_д i'_д + D_{вып} i''_д)/i''_{0,7} - [G_{хво} i_{52} + + D_с i''_{0,15} + G_{тех} i_{тех} + (G_2 + G_3) i_к]/i''_{0,7}$	0,59	0,25
43	Расчетный расход пара на собственные нужды, кг/с	Формула (10.33) $D^p_{с.н} = D_д + D_2 + D_3$ По п. 9 $D_{сн}$	0,89 0,66	0,51 0,39
44	Расчетная паропроизводительность ТГУ, кг/с	Формула (10.34) $D^{0,7}_{к.р} = D_{тех} + D^p_{с.н} + D_{пот} + D_{ст}$ По п.10 $D^{0,7}_{к.р}$	14,58 14,35	8,49 8,37
45	Ошибка расчета, %	Формула (10.35) $\Delta = 100(D^{0,7}_{к.р} - D^{0,7}_к)/D^{0,7}_{к.р}$	1,6 < 2	1,4 < 2

10.4.2.2. Открытые системы теплоснабжения. Тепловая схема производственно-отопительной теплогенерирующей установки с открытой системой теплоснабжения должна составляться с учетом основной особенности ее функционирования, связанной с наличием непосредственного водоразбора из тепловых сетей на нужды горячего водоснабжения (см. рис. 10.2, *б*). Предусмотренное расходование сетевой воды через водоразборные краны системы горячего водоснабжения приводит к существенному увеличению потерь теплоносителя, что требует соответствующего увеличения производительности системы водоподготовки в источнике теплоты. Чтобы получить некоторое количественное представление о соотношении расходов подпиточной воды в закрытой и открытой системах теплоснабжения одинаковой мощности, сопоставим эти цифры в примерах расчета (см. табл. 10.3 и 10.4).

Для закрытой системы теплоснабжения расход подпиточной воды для компенсации всех потерь в соответствии с формулой (10.37) составил

$$G_{\text{под}} = (0{,}015 \div 0{,}02)\, G'_{\text{с}} = 0{,}66 \text{ кг/с};$$

для открытой системы теплоснабжения (табл. 10.4)

$$G_{\text{под}} = (0{,}015 \div 0{,}02)\, G'_{\text{с}} + G^{\text{с}}_{\text{г в}} = 13{,}13 \text{ кг/с}. \qquad (10.36)$$

Как видно, расход подпиточной воды на компенсацию потерь теплоносителя в открытых системах теплоснабжения в данном примере в 20 раз больше, чем в закрытых. Столь значительное увеличение расхода подпиточной воды, а следовательно, и увеличение производительности водоподготовки (в составе ТГУ) обусловливает экономическую целесообразность раздельной подготовки питательной воды для паровых котлов и подпиточной воды тепловых сетей. Кроме того, показатели качества подпиточной воды тепловых сетей ниже, чем питательной воды паровых котлов низкого давления (см. главу 8), что позволяет обойтись в подавляющем большинстве случаев одной ступенью умягчения и термической деаэрацией подпиточной воды. Вместе с тем использование сетевой воды непосредственно для бытовых целей горячего водоснабжения предъявляет к ней повышенные санитарно-гигиенические требования. В открытых системах теплоснабжения сетевая вода должна отвечать требованиям ГОСТ 2874—82 «Вода питьевая».

Следствием предусматриваемого расходования сетевой воды на нужды горячего водоснабжения в открытых тепловых сетях является также существенное упрощение схемы тепловых пунктов (абонентских вводов), поскольку в них отсутствуют поверхностные теплообменники горячего водоснабжения.

Наряду с этим следует отметить достоинства открытых систем теплоснабжения:

а) возможность уменьшения расчетной производительности источника теплоты при установке в нем баков-аккумуляторов горячей воды (осреднение расхода теплоты на горячее водоснабжение);

б) снижение металлоемкости местных сетей холодного водоснабжения (вода для местных систем горячего водоснабжения подается по тепловым сетям);

в) увеличение срока службы местных распределительных сетей горячего водоснабжения, так как в них подается вода из тепловых сетей, не содержащая солей жесткости и коррозионно-активных газов.

К недостаткам открытых систем теплоснабжения (кроме необходимости раздельной подготовки питательной и подпиточной воды) следует отнести также возможность ухудшения качества разбираемой на цели горячего водоснабжения воды (цветность, запах и др.) и сложность контроля утечек теплоносителя из-за неплотности системы.

Открытые системы теплоснабжения целесообразно применять при малой и очень большой жесткости исходной воды, так как при малой жесткости исходной воды упрощается схема водоподготовки, а при очень жесткой воде или при высокой концентрации агрессивных газов вместо водоподготовки на каждом тепловом пункте (абонентском вводе) в открытых схемах можно использовать централизованную водоподготовку в теплогенерирующей установке, что является экономически более обоснованным решением.

В тепловой схеме теплогенерирующей установки при работе с открытой системой теплоснабжения изменяется блок водоподготовки (рис. 10.16). В узле химводоочистки этого блока обрабатываемая вода разделяется на два потока:

1) **питательная вода** $G^1_{\text{хво}}$ паровых котельных агрегатов, прошедшая две ступени умягчения в узле ХВО и поступающая далее в деаэратор питательной воды ДР1, а из него — на питание котельных агрегатов и в РОУ;

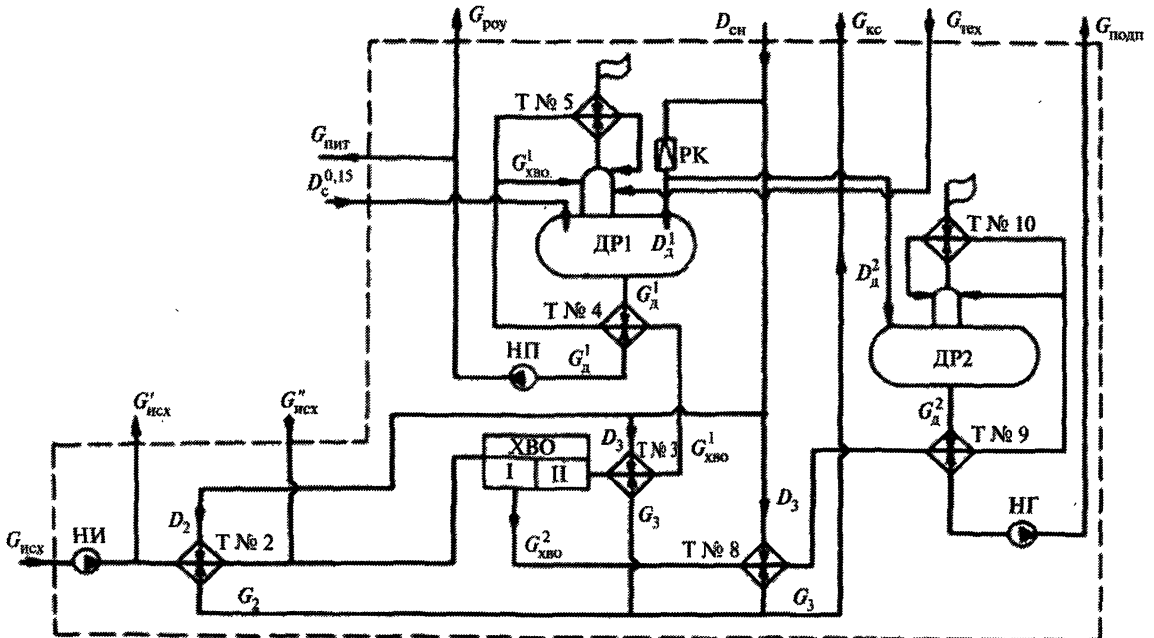


Рис. 10.16. Принципиальная схема блока водоподготовки производственно-отопительной теплогенерирующей установки с открытой системой теплоснабжения

2) **подпиточная вода** $G^2_{хво}$ тепловых сетей, прошедшая одну ступень умягчения в узле ХВО и поступающая далее в деаэратор подпиточной воды ДР2 (называемый в открытых схемах деаэратором горячего водоснабжения), а затем — на подпитку тепловых сетей.

При расчете тепловых схем важно знать, что увеличение количества воды, проходящей водоподготовку при открытых системах теплоснабжения, приводит к росту потребления пара на собственные нужды $D_{с.н}$ источника теплоты. Это обусловлено еще и тем, что расход пара на горячее водоснабжение учитывается как расход на собственные нужды. Поэтому формулу (2.6) рекомендуется изменить и предварительно принимать расходы пара, кг/с, на собственные нужды

$$D_{с\,н} = (0{,}15 \div 0{,}3)(D_{тех} + D_{с.т}). \qquad (10.37)$$

Режимы и условия работы водоподогревателей Т № 8 и Т № 10 аналогичны рассмотренным ранее режимам работы водоподогревателей Т № 3 и Т № 5. Работа теплообменника Т № 9 определяется условием догрева умягченной воды $G^2_{хво}$ перед деаэратором ДР2, а также условием охлаждения подпиточной воды $G^2_д$ до температуры $t_{подп} \approx 65$ °С, что позволит в летнее время использовать эту воду непосредственно для горячего водоснабжения потребителей. Выбор промежуточной температуры t_{82} химобработанной воды после Т № 8 (на входе в Т № 9 — t_{91}) упрощается тем, что расход воды $G^2_д$ из деаэратора ДР2 примерно равен расходу воды, поступающей из химводоочистки,

$$G^2_д = G^2_{хво} + D^2_д - D^2_{вып}, \qquad (10.38)$$

где $D^2_д$ — расход пара на деаэрацию подпиточной воды, кг/с; $D^2_{вып}$ — расход выпара из подпиточного деаэратора ДР2.

Следовательно, соответствующие расходы теплоты на нагрев и охлаждение той и другой воды будут также примерно одинаковы.

После теплообменника Т № 9 подпиточная вода может подаваться в тепловую сеть. Однако в этом случае все оборудование потребуется выбирать по часовым максимумам потребления горячей воды (см. рис. 10.11, *б*), т. е. мощность устанавливаемо-

го оборудования будет существенно превышать среднечасовую за сутки.

Подбор оборудования по среднечасовым за сутки расходам возможен, если в тепловой схеме теплогенерирующей установки предусмотреть баки-аккумуляторы химобработанной воды. Тогда все трубопроводы, запорно-регулирующая арматура и вспомогательное оборудование, устанавливаемое в тепловой схеме до баков-аккумуляторов (ХВО I ступени, Т № 8, Т № 9, деаэратор ДР2, перекачивающие насосы НД), подбираются по среднечасовым расходам за сутки, а после баков-аккумуляторов (трубопроводы, арматура, подпиточные насосы НГ) — по максимальным часовым расходам.

Принципиальную схему блока потребления производственно-отопительной теплогенерирующей установки рассмотрим сначала для открытой двухтрубной системы теплоснабжения (рис. 10.17).

В открытой двухтрубной схеме нагрузка отопления и вентиляции подключается к сетевым трубопроводам аналогично ранее рассмотренным случаям, например через элеваторный узел. Нагрузка горячего водоснабжения обеспечивается подачей воды из обратного трубопровода тепловой сети. При необходимости ее догрева в узел смешения S через регулятор температуры РТ подается необходимое количество прямой сетевой воды. Во избежание охлаждения воды в системе горячего водоснабжения (при малых водоразборах) предусматривается циркуляция некоторого количества воды $G_{ц}$ с возвратом ее в обратный трубопровод тепловой сети. Количество циркуляционной воды, подаваемой насосом ЦН у потребителя $G_{ц}$, принимается в размере 5 % среднечасового за сутки расхода воды на цели горячего водоснабжения:

$$G_{ц} = 0{,}05\, G_{г.в}^{пот}$$

или для системы в целом

$$G_{ц} = 0{,}05\, G_{г.в}^{с}. \qquad (10.39)$$

Тогда расход сетевой воды, кг/с, на нужды горячего водоснабжения можно определить по формуле

$$G_{г.в}^{с} = 1{,}05 \frac{Q_{г.в}}{i_{с}' - i_{с}''}. \qquad (10.40)$$

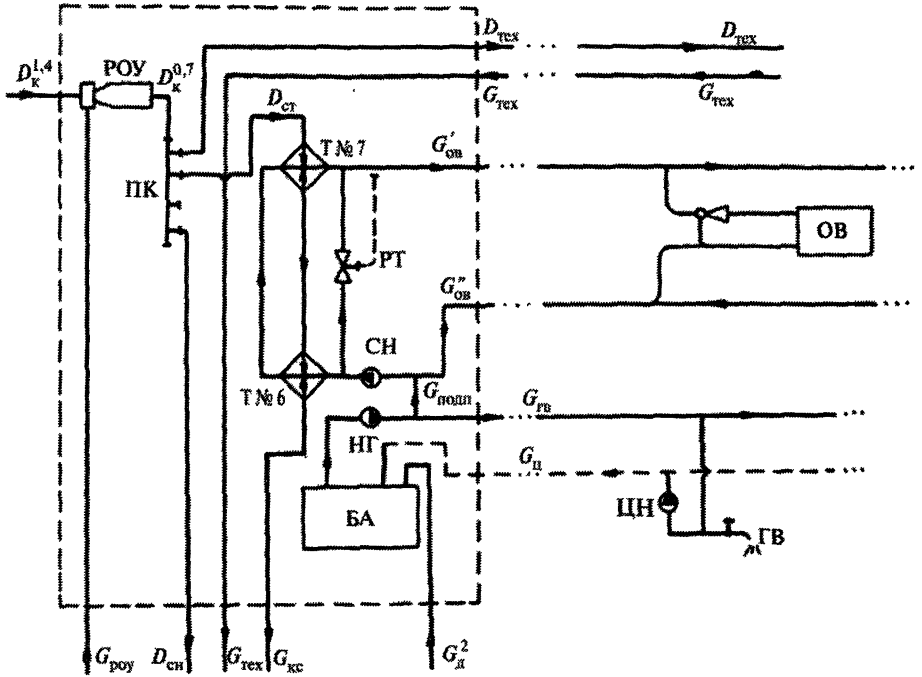


Рис. 10.17. Принципиальная схема блока теплопотребления производственно-отопительной теплогенерирующей установки с открытой двухтрубной системой теплоснабжения

Установка в блоке потребления теплогенерирующей установки бака-аккумулятора (БА) и подпиточных насосов (НГ) обеспечивает подачу необходимого для восполнения потерь количества подпиточной воды

$$G_{\text{подп}} = G_{\text{пот}} + G^{\text{с}}_{\text{г.в}}.$$

В летнее время при отсутствии отопительно-вентиляционной нагрузки сетевые подогреватели Т № 6 и Т № 7 отключаются от тепловой сети и парового коллектора, а обеспечение нагрузки горячего водоснабжения может осуществляться подпиточными насосами НГ (иногда их называют «летними») подачей (минуя подогреватели Т № 6 и Т № 7) горячей воды из баков-аккумуляторов непосредственно в подающий трубопровод горячего водоснабжения тепловой сети. По обратному трубопроводу в бак-аккумулятор по линии $G_{\text{ц}}$ будет поступать циркуляционная вода.

Принципиальная тепловая схема производственно-отопительной теплогенерирующей установки с открытой двухтрубной системой теплоснабжения приведена на рис. 10.18.

При четырехтрубной открытой системе теплоснабжения вода подается раздельно для целей отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. В четырехтрубных системах теплоснабжения значительно упрощаются как схема тепловых пунктов (абонентских вводов), так и процессы управления тепловыми режимами, поскольку становится возможным центральное регулирование. Однако из-за большого расхода металла на тепловые сети четырехтрубные схемы применяют лишь в системах малой мощности.

В принципиальной тепловой схеме производственно-отопительной теплогенерирующей установки с четырехтрубной открытой системой теплоснабжения блок водоподготовки может быть аналогичен ранее рассмотренному для открытой двухтрубной системы (см. рис. 10.16), а в блоке потребления можно выделить две группы оборудования: сетевые подогреватели воды для отопления и вентиляции; оборудование для аккумуляции и подачи воды для горячего водоснабжения.

В течение отопительного периода пар на коммунально-бытовые цели подается в сетевые подогреватели Т № 6 и Т № 7 и в деаэратор ДР2 горячего водоснабжения (см. рис. 10.16). Из деаэратора ДР2 обработанная вода поступает в бак-аккумуля-

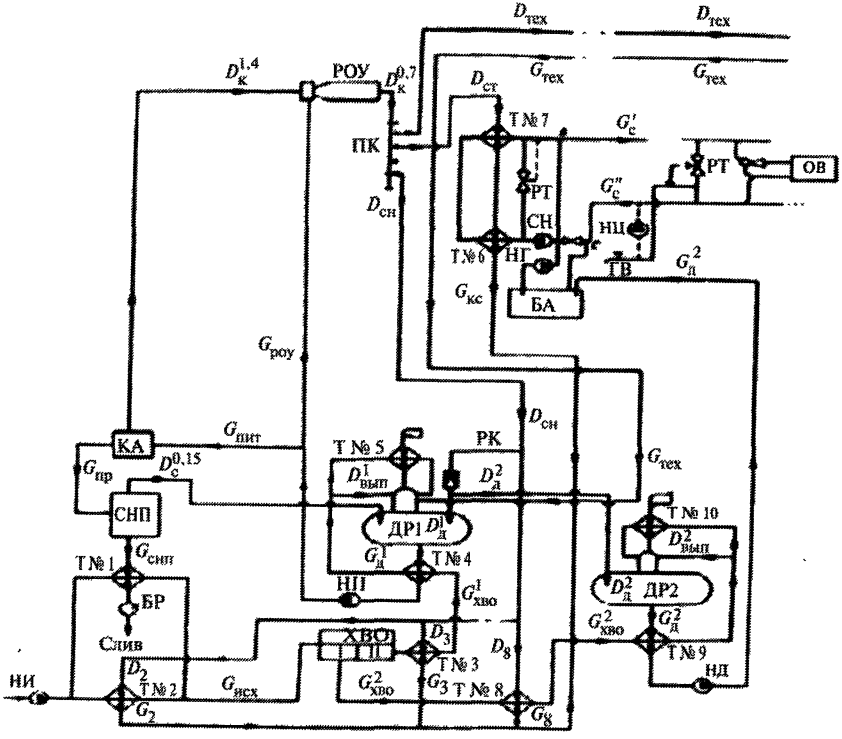


Рис. 10.18. Принципиальная тепловая схема производственно-отопительной теплогенерирующей установки с открытой двухтрубной системой теплоснабжения

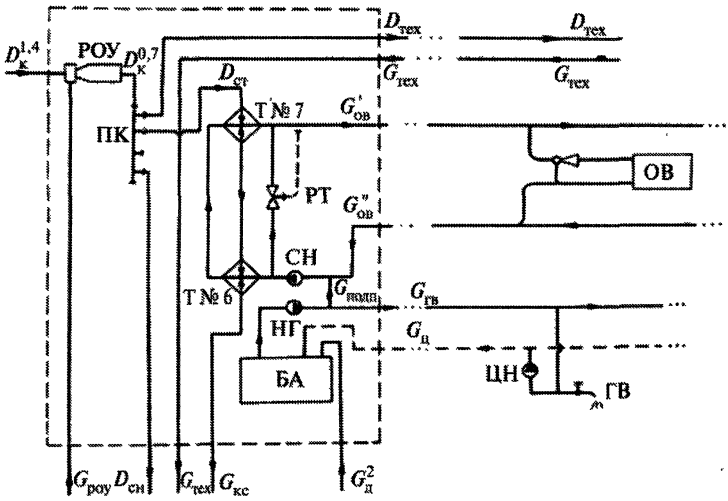


Рис. 10.19. Принципиальная схема блока теплопотребления производственно-отопительной теплогенерирующей установки с открытой четырехтрубной системой теплоснабжения

тор БА (рис. 10.19), из которого направляется насосами горячего водоснабжения НГ на подпитку тепловых сетей и на горячее водоснабжение.

В летний период пар на коммунально-бытовые цели подается только в деаэратор горячего водоснабжения ДР2 (см. рис. 10.16). Деаэрированная вода после теплообменника Т № 9 с температурой ~65 °С поступает в бак-аккумулятор БА, из которого насосами горячего водоснабжения НГ направляется непосредственно в водоразборные краны потребителей ГВ. По циркуляционному трубопроводу в бак-аккумулятор возвращается циркуляционная вода [формула (10.40)]. Принципы расчета открытых систем теплоснабжения (двух- и четырехтрубных) одинаковы, поэтому ограничимся примером расчета двухтрубной схемы. Результаты расчета тепловой схемы производственно-отопительной теплогенерирующей установки с открытой двухтрубной системой теплоснабжения (см. рис. 10.18) приведены в табл. 10.4.

Таблица 10.4. **Исходные данные и результаты расчета тепловой схемы производственно-отопительной теплогенерирующей установки с открытой двухтрубной системой теплоснабжения**

№ пп.	Показатели	Метод определения	Режим	
			зимний	летний
Исходные данные				
1	Расчетная температура наружного воздуха, °С	$t_{ро}$	−26	+8
2	Параметры технологического пара — давление, МПа	$P_{тех}$	0,7(насыщенный)	
3	Технологическая нагрузка, кг/с	Режим максимального потребления $D_{тех}$	7,2	6,8
4	Доля возвращаемого конденсата от технологического потребителя, %	μ	60	
5	Температура конденсата от технологического потребителя, %	$t_{тех}$	55	60
6	Отопительная нагрузка, МВт	$Q_{ов}$	12,0	—
7	Нагрузка горячего водоснабжения, МВт	$Q_{гв}$	2,8	
8	Солесодержание исходной воды, мг/кг	$S_{ив}$	360	
9	Температура, °С, и энтальпия, кДж/кг, сетевой воды в трубопроводе отопления, вентиляции: подающем	$t'_с$ температурный график $i'_с$	150 628,5	70 293,3

	обратном	t''_c температурный график i''_c	70 293,3	42,5 178,1
10	Энтальпия насыщенного пара, кДж/кг, при давлении, МПа:	Паровые таблицы		
	1,4	$t''_{1,4}$	2790	
	0,7	$t''_{0,7}$	2763	
	0,15	$t''_{0,15}$	2693	
	0,12	$t''_д$	2683	
11	Энтальпия, кДж/кг:			
	технологического конденсата,	$i_{тех} = 4{,}19t_{тех}$	230,5	251,4
	конденсата, $t_к = 80$ °С	$i_к = 4{,}19t_к = 4{,}19 \cdot 80$	335,2	
	питательной воды ($t_{п\,в} = 90$ °С)	$i_{п\,в} = 4{,}19t_{п\,в} = 4{,}19 \cdot 80$	377,1	
	воды в деаэраторе ($t_д = 100$ °С)	$i'_д = 4{,}19t'_д = 4{,}19 \cdot 100$	419	
	исходной воды ($t^з_{и\,в} = 5$ °С; $t^л_{и.в} = 15$ °С)	$i_{и\,в} = 4{,}19t_{и.в} = 4{,}19 \cdot 5$	21	62,9
	насыщенной воды ($p = 0{,}15$ МПа)	$i'_{0,15}$ (по паровым таблицам)	467	
	котловой воды ($p = 1{,}4$ МПа)	$i'_{1,4}$ (по паровым таблицам)	830	
12	Расход технологического конденсата с производства, кг/с	$G_{тех} = (\mu D_{тех})/100$	4,32	4,08
13	Потери технологического конденсата, кг/с	$G^{пот}_{тех} = D_{тех} - G_{тех}$	2,88	2,72
14	Общая нагрузка отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, МВт	$Q_с = Q_{ов} + Q_{гв}$	14,8	2,8
15	Расход пара на сетевые подогреватели, кг/с	$D_{ст} = (Q_с 10^3)/(i''_{0,7} - i_к)$	4,94	—
	Общий расход пара на внешние потребители теплоты, кг/с	$D_{вн} = D_{тех} + D_{ст}$	12,14	6,8

Продолжение табл. 10.4

№ пп.	Показатели	Метод определения	Режим	
			зимний	летний
16	Потери пара в тепловой схеме, кг/с	Формула (10.36) $D_{пот} = 0{,}03D_{вн}$	0,37	0,20
17	Расход пара на собственные нужды ТГУ, кг/с	Формула (10.14) $D_{с.н} = (0{,}15 \div 0{,}07)D_{вн}$	2,18	1,6
18	Расход сетевой воды, кг/с : для отопления и вентиляции для горячего водоснабжения	$G^{с}_{ов} = (Q_{ов}10^3)/(i'_с - i''_с)$ Формула (10.40) $G^{с}_{гв} = 1{,}05(Q_{гв}10^3)/(i'_с - i''_с)$	35,8 8,77	— 19,96
19	Общий расход сетевой воды, кг/с	$G'_с = G^{с}_{ов} + G^{с}_{гв}$	44,57	19,96
20	Расход воды на подпитку тепловых сетей, кг/с	Формула (10.36) $G_{под} = 0{,}015\,(G^{с}_{ов} + G^{с}_{гв}) + G^{с}_{гв}$	9,44	8,9
21	Паропроизводительность ТГУ $P = 0{,}7$ МПа, кг/с	$D^{к}_{0,7} = D_{тех} + D_{сп} + D_{с\,н} + D_{пот}$	14,69	8,6
22	Сумма потерь пара, конденсата и сетевой воды (без учета потерь с выпаром и водой из сепаратора непрерывной продувки), кг/с	$G_{пот} = G^{пот}_{тех} + D_{пот}$	3,25	2,92
23	Доля потерь теплоносителя	$П_х = G_{пот}/D^{0,7}_{к}$	0,24	0,34
24 .	Солесодержание воды, мг/кг химобработанной котловой	Принимаем $S_х = S_{и\,в}$ $S_{к\,в}$ (принимаем по табл. 8.3)	3000	

25	Процент продувки, %	$P_{\text{п}} = (S_{\text{х}} \Pi_{\text{х}} 100)/(S_{\text{к в}} - S_{\text{х}} \Pi_{\text{х}})$	3,22	4,7
26	Расход питательной воды на РОУ, кг/с	Формула (10.12) $G_{\text{роу}} = D_{\text{к}}^{0,7}(i''_{1,4} - i''_{0,7})/(i''_{1,4} - i_{\text{п в}})$	0,16	0,11
27	Паропроизводительность ТГУ, $p = 1,4$ МПа, кг/с	Формула (10.10) $D_{\text{к}}^{1,4} = D_{\text{к}}^{0,7} - G_{\text{роу}}$	14,53	8,49
28	Расход продувочной воды, кг/с	Формула (10.16) $G_{\text{пр}} = (P_{\text{пр}} D_{\text{к}}^{1,4})/100$	0,43	0,38
29	Расход пара $p = 0,15$МПа из сепаратора непрерывной продувки, кг/с	$D_{\text{с}}^{0,15} = G_{\text{пр}}((i'_{\text{к.в}} - i'_{0,15})/(i''_{0,15} - i'_{0,15}))$	0,07	0,07
30	Расход воды из сепаратора непрерывной продувки из деаэратора питательной воды	Формула (10.18) $G_{\text{с.н п}} = G_{\text{пр}} - D_{\text{с}}^{0,15}$ $G'_{\text{д}} = D_{\text{к}}^{0,7} + G_{\text{пр}}$	 0,36 15,12	 0,31 8,89
31	Расход выпара из деаэратора питательной воды, кг/с	Формула (10.27) $D_{\text{вып}} = d G'_{\text{д}}$	0,03	0,02
32	Расход воды из деаэратора горячего водоснабжения, кг/с	$G_{\text{д}}^2 = G_{\text{подп}}$ (см. п. 20)	9,44	8,9
33	Расход выпара из деаэратора горячего водоснабжения, кг/с	$G_{\text{вып}}^2 = dD_{\text{д}}^2$	0,02	0,02
34	Суммарные потери сетевой воды, пара и конденсата (уточненые по п. 22), кг/с	$G_{\text{пот}} = G_{\text{пот}}^{\text{тех}} + D_{\text{пот}} + G_{\text{подп}} + D_{\text{вып}} + G_{\text{с н п}} + D_{\text{вып}}^2$	13,13	12,18
35	Расход химобработанной воды первой ступени умягчения, кг/с	$G_{хво}^2 = G_{\text{пот}}$	13,13	12,18

Продолжение табл. 10.4

№ пп.	Показатели	Метод определения	Режим	
			зимний	летний
36	Расход химобработанной воды второй ступени умягчения, кг/с	$G^1_{\text{хво}} = G_{\text{пот}} - (G_{\text{подп}} + D^2_{\text{вып}})$	3,67	3,26
37	Расход исходной воды, кг/с	Формула (10.21) $G_{\text{исх}} = 1{,}15(G^1_{\text{хво}} + G^2_{\text{хво}})$	19,37	17,75
38	Расход пара на подогреватель исходной воды Т № 2 кг/с (принято $t_{22} = 25$ °С)	Формула (10.23) $D_2 = G_{\text{исх}}(i_{22} - i_{21})/(i''_{0,7} - i_{\text{к}})$	0,52	0,24
39	Температура исходной воды после подогревателя Т № 1, °С	Формула (10.28) $t_{12} = (i_{22} + (G_{\text{с.н п}}/G_{\text{исх}})(i'_{0,15} - i_{\text{к}}))/4{,}19$	25,8	25,7
40	Температура воды на входе в Т № 4 (на выходе из Т № 3), °С	Формула (10.25) $t_{41} = [i_{42} - (G^1_{\text{д}}/G^1_{\text{хво}})]/(i''_{\text{д}} - i_{\text{пв}})/4{,}19$, где $i_{42} = 4{,}19\, t_{42} = 4{,}19 \cdot 80 = 335{,}2$ кДж/кг	41,5	52,5
41	Расход пара на подогреватель № 3, кг/с	Формула (10.26) $D_3 = G^1_{\text{хво}}(i_{32} - i_{12})/(i''_{0,7} - i_{\text{к}})$, где $i_{32} = i_{41} = 4{,}19\, t_{41}$; $i_{12} = 4{,}19\, t_{12}$	0,11	0,15
42	Температура химобработанной воды после охладителя выпара деаэратора питательной воды, °С	Формула (10.28) $t_{52} = [i_{42} + (D_{\text{вып}}/G^1_{\text{хво}})](i''_{\text{д}} - i_{\text{к}})/4{,}19$	84,6	83,4

43	Расход пара на деаэрацию питательной воды, кг/с	Формула (10.32) $D'_{д} = (G_{д} i'_{д} + D_{вып} i''_{д}) / i''_{0,7} -$ $-[G_{хво} i_{52} + D_{с}^{0,15} i''_{0,15} + G_{тех} i_{тех} +$ $+ (G_2 + G_3) i_{к})] / i''_{0,7}$	0,75	0,43
44	Температура подпиточной воды на входе в теплообменник Т № 9, °С, допуская, что $G_{подп} \approx G_{д}^{2}$	Формула (10.25) при $t_{гв}$ =65 °С $t_{д}$ =100 °С t_{92} =80 °С $t_{92} = [t_{92} + (G_{д}^{2} / G_{подп})(i_{д} - i_{к})] / 4,19$	45	45
45	Расход пара на подогрев подпиточной воды в Т № 8, кг/с	Формула (10.26) $t_{д}$ $D_8 = [G_{подп}(i_{82} - i_{81})] / (i''_{0,7} - i_{к}) 4,19$, где $t_{82} = t_{91}$	0,31	0,32
46	Температура подпиточной воды после охладителя выпара ДР2, °С	Формула (10.28) $t_{102} = [i_{92} + (D_{вып}^{2} / G_{п})(i''_{д} - i_{к})] / 4,19$	81,1	81,3
47	Расход пара на деаэрацию горячего водоснабжения, кг/с	$D_{д}^{2} = (G_{д}^{2} i'_{д} + D_{вып}^{2} i''_{д}) / i''_{0,7} - (G_{хво} i_{102}) / i''_{0,7}$	0,29	0,27
48	Расчетный расход пара на собственные нужды, кг/с	Формула (10.33) $D_{с.н}^{р} = D_{д}^{1} + D_{д}^{2} + D_2 + D_3 + D_8$ (по п. 17)	1,98	1,41
49	Расчетная паропроизводительность ТГУ, кг/с	Формула (10.34) $D_{к.р}^{0,7} = D_{тех} + D_{с.н}^{р} + D_{пот} + D_{ст}$ (по п. 21 табл. 2.3)	2,18 14,48	1,22 8,41
50	Ошибка расчета, %	Формула (10.35) $\Delta = 100 (D_{к.р}^{0,7} - D_{к}^{0,7}) / D_{к.р}^{0,7}$	14,69 1,45 < 2	8,6 0,22 < 2

10.4.3. Тепловые схемы отопительных теплогенерирующих установок. Отопительные теплогенерирующие установки обеспечивают коммунально-бытовых потребителей тепловой энергией в виде горячей воды для целей отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Тепловая мощность отопительной теплогенерирующей установки зависит от температуры наружного воздуха (см. рис. 10.3) и режимов потребления теплоты на горячее водоснабжение (см. рис. 10.11—10.13).

В рассмотренных ранее тепловых схемах производственно-отопительных теплогенерирующих установок с паровыми котельными агрегатами для отопительной нагрузки пар являлся промежуточным теплоносителем, что требовало установки сетевых пароводяных подогревателей, усложняло тепловую схему, водоподготовку и др. Водогрейные котельные агрегаты осуществляют непосредственный подогрев сетевой воды, благодаря чему капитальные затраты на водогрейные котельные агрегаты и вспомогательное оборудование ниже, чем при использовании паровых котельных агрегатов низкого давления, а тепловые схемы проще.

Однако при отсутствии в теплогенерирующей установке пара усложняются процессы подогрева мазута, требуется вакуумная деаэрация воды, имеющая энергетическое преимущество перед атмосферной, но более сложная в эксплуатации.

К работе водогрейных котельных агрегатов в тепловой схеме источника теплоты предъявляются следующие требования:

гидродинамический режим котельного агрегата должен исключать возможность локального вскипания воды, не претерпевая значительных изменений во всем диапазоне тепловых нагрузок;

температурный режим поверхностей нагрева не должен вызывать внешней низкотемпературной коррозии.

Выполнение указанных требований обеспечивается различными приемами организации потоков теплоносителя (рециркуляция и перемычка), а также регулированием отпуска тепловой энергии котельными агрегатами в тепловую сеть только путем изменения температуры воды на выходе из котельного агрегата.

Рассмотрим эти приемы регулирования на конкретном блоке водогрейного котельного агрегата (рис. 10.20). Вода из обратного трубопровода тепловой сети поступает к сетевым насосам (НС). Во всасывающую линию сетевых насосов подается также вода, использованная в тепловой схеме для собственных

нужд источника теплоты, и подпиточная вода из блока водоподготовки, компенсирующая утечки в тепловой сети.

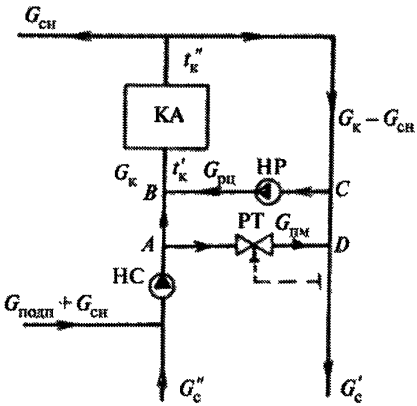


Рис. 10.20. Блок водогрейного котельного агрегата

Во избежание низкотемпературной коррозии перед вводом обратной сетевой воды в водогрейный котельный агрегат ее температура повышается путем подачи по линии рециркуляции СВ насосом НР расчетного количества уже подогретой в котельном агрегате воды. Минимальная температура воды $t'_с$ на входе в стальные водогрейные котлы при работе на газе и малосернистом мазуте принимается не ниже 70 °С, а при работе на сернистом и высокосернистом мазуте — соответственно не ниже 90 и 110 °С.

После подогрева в котельном агрегате вода разделяется на три потока: на собственные нужды $G_{сн}$ источника теплоты, на рециркуляцию $G_{рц}$ и в тепловую сеть $G_с$. Рециркуляция воды требуется практически во всех режимах (за исключением максимально-зимнего режима при работе котельных агрегатов на газе и малосернистом мазуте по температурному графику $t'_с = 150$; $t''_с = 70$ °С), так как обратная сетевая вода имеет температуру ниже нормируемых минимальных значений $t'_к$.

При всех режимах работы, кроме максимально-зимнего, для обеспечения требуемой (по температурному графику) температуры воды в подающей линии тепловой сети $t'_с$ необходимое количество обратной сетевой воды $G_{пм}$ через регулятор температуры (РТ) по перемычке AD подается, минуя котельный агрегат, на смешивание с водой, выходящей из него $G_к$.

Температура воды и расходы по перемычке $G_{пм}$, линии рециркуляции $G_{рц}$, сетевой воды $G_{с}$, подпиточной воды $G_{подп}$ и горячей воды на собственные нужды источника $G_{сн}$ необходимо определить для следующих температур наружного воздуха:

1) минимально-зимней;

2) средней наиболее холодного месяца;

3) средней за отопительный период;

4) в точке излома температурного графика;

5) летней.

Для перечисленных режимов важно определить также расход воды через котельный агрегат и сопоставить его с паспортными данными завода-изготовителя. Особо подлежит проверке гидродинамический режим котельного агрегата в летний период при минимальном теплопотреблении.

Результаты расчета пяти режимов работы тепловой схемы позволяют определить рациональное количество, единичную производительность и другие характеристики вспомогательного оборудования источника теплоты в соответствии с требованиями регулирования работы тепловых сетей для экономного расходования тепловой и электрической энергии.

Значительное влияние на тепловую схему и оборудование теплогенерирующей установки оказывают тип системы теплоснабжения (открытая или закрытая) и соотношение нагрузок на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение.

10.4.3.1. Закрытые системы теплоснабжения. Для тепловой схемы отопительной теплогенерирующей установки с закрытой системой теплоснабжения характерны малые расходы подпиточной воды, компенсирующие утечки в тепловых сетях и потери в тепловой схеме.

При расчете блока котельного агрегата (см. рис. 10.20) можно руководствоваться следующими положениями:

1) потери воды, кг/с, в закрытой системе теплоснабжения принимаются в размере 1,5—2 % расхода сетевой воды:

$$G^{с}_{подп} = (0{,}015 \div 0{,}02) G_{с};$$

2) потери воды, кг/с, в тепловой схеме источника теплоты принимаются в размере 20—25 % количества подпиточной воды $G^{с}_{подп}$, т. е.

$$G_{подп} = G^{с}_{подп} + G_{под} = (0{,}02 \div 0{,}025) G_{с}. \qquad (10.41)$$

3) максимальные часовые расходы теплоты на собственные нужды принимаются в размере до 3 % максимальной тепловой мощности теплогенерирующей установки.

Расход сетевой воды, кг/с, для нужд отопления и вентиляции в максимально-зимнем режиме составляет

$$G^{c}_{ов} = Q^{p}_{ов} / 4{,}19(t'_{c} - t''_{c}), \qquad (10.41, a)$$

где $Q^{p}_{ов}$ — расчетная нагрузка отопления, вентиляции в максимально-зимнем режиме, кВт.

В других расчетных режимах расход сетевой воды рассчитывается по величине нагрузки $Q_{ов}$ на отопление и вентиляцию для заданных температур $t_{нв}$ наружного воздуха по формуле

$$Q_{ов} = Q^{p}_{ов}(t_{вн} - t_{нв})/(t_{вн} - t^{p}_{о}), \qquad (10.42)$$

где $t^{p}_{о}$ — температура наружного воздуха при максимально-зимнем режиме (расчетная отопления), °С; $t_{вн}$ — температура воздухе в отапливаемом помещении (принимается +18 °С).

Расход сетевой воды на цели горячего водоснабжения (при параллельном включении теплообменников горячего водоснабжения с системой отопления и вентиляции см. п. 10.4.1) составит

$$G^{c}_{г.в} = \frac{Q_{г\,в}}{4{,}19(t'_{c} - t''_{c})}. \qquad (10.43)$$

Тогда в этом случае расход сетевой воды в подающей магистрали тепловой сети

$$G_{c} = \frac{Q_{о\,в} + Q_{г\,в}}{4{,}19(t'_{c} - t''_{c})} = G^{c}_{о\,в} + G^{c}_{г\,в}. \qquad (10.44)$$

Определенные затруднения при расчете тепловой схемы вызывает определение расходов по линии рециркуляции $G_{рц}$ и по перемычке $G_{пм}$. Точный расчет приходится проводить методом последовательных приближений с учетом:

а) расхода горячей воды на собственные нужды;

б) изменения температуры (энтальпии) обратной сетевой воды G_{c} после подачи в нее подпиточной воды и отработав-

шей в тепловой схеме воды, использованной на собственные нужды.

Если допустить, что перечисленные факторы не оказывают существенного влияния на точность расчета, то в первом приближении расход по линии рециркуляции $G_{рц}$ и по перемычке $G_{пм}$ можно определить, составив уравнения материального и теплового баланса соответственно для узлов B и D (см. рис. 10.20).

Составим расчетную схему узла смешивания B на рециркуляционной линии (рис. 10.21, *а*).

Уравнение материального баланса потоков воды позволит определить расход $G_х$, кг/с:

$$G_х + G_{рц} - G_к = 0$$

или

$$G_х = G_к - G_{рц}.$$

Используя уравнение теплового баланса, можно определить расход воды на рециркуляцию:

$$G_к i'_к = G_х i''_с + G_{рц} i''_к$$

или

$$G_к i'_к = (G_к - G_{рц}) i''_с + G_{рц} i''_к.$$

После выделения искомой величины $G_{рц}$ получим

$$G_{рц} = \frac{G_к (i'_к - i''_с)}{(i''_к - i''_с)} = \frac{G_к (t'_к - t''_с)}{(t''_к - t''_с)}. \qquad (10.45)$$

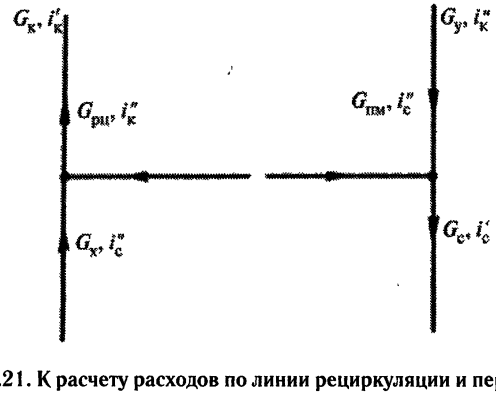


Рис. 10.21. К расчету расходов по линии рециркуляции и перемычки

Аналогично решим узел D смешения на линии перемычки (рис. 10.21, *б*).

Уравнение материального баланса позволяет определить неизвестный расход G_y, кг/с:

$$G_y = G_c - G_{пм},$$

а уравнение теплового баланса — найти расход воды по перемычке:

$$G_c i'_c = (G_c - G_{пм}) i''_к + G_{пм} i''_c$$

или

$$G_{рц} = \frac{G_c(i''_к - i''_c)}{(i''_к - i''_c)} = \frac{G_c(t''_к - t'_c)}{(t''_к - t''_c)}. \qquad (10.46)$$

Входящий в формулу (10.45) расход воды через котельные агрегаты $G_к$ по условиям их работы принимается постоянным при различных режимах и может быть определен для максимально-зимних условий, так как при этом режиме температуры воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети соответствуют номинальным параметрам теплоносителя в котельном агрегате $t''_к = t'_c = 150$ °С, $t'_к = t''_c = 70$ °С, поэтому расходы по линии рециркуляции $G_{рц} = 0$ и по перемычке $G_{пм} = 0$. Следовательно,

$$G^р_к = \frac{Q^р_{о.в} + Q^р_{г.в}}{4{,}19(t''_к - t'_к)}. \qquad (10.47)$$

Для других режимов работы источника теплоты расход воды через котельный агрегат останется постоянным и с учетом расхода на собственные нужды (в объеме 1—3 % максимального расхода) составит

$$G_к = \frac{Q^р_{о.в} + Q^р_{г.в} + (0{,}01 \div 0{,}03)(Q^р_{о.в} + Q^р_{г.в})}{4{,}19(t''_к - t'_к)} = \frac{Q_к}{4{,}19(t''_к - t'_к)}. \qquad (10.48)$$

Завершающим этапом расчета блока котельного агрегата будет определение температуры воды на выходе из котельно-

го агрегата при различных режимах его работы, полагая, что $G_к = \text{const}$ и $t'_к = \text{const}$:

$$Q_к = G_к 4{,}19(t''_к - t'_к) = Q_{о.в} + Q_{г.в} + Q_{с.н}$$

или

$$t''_к = t'_к + \frac{Q_с}{4{,}19G_к}. \qquad (10.49)$$

Блок водоподготовки отопительной теплогенерирующей установки с закрытой системой теплоснабжения (рис. 10.22) предназначен для подготовки необходимого количества умягченной и деаэрированной воды, компенсирующей все потери теплоносителя.

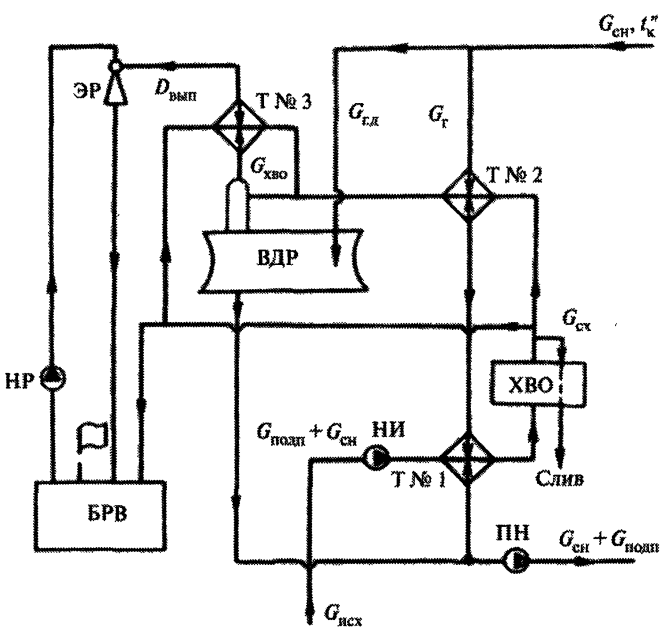


Рис. 10.22. Блок водоподготовки отопительной теплогенерирующей установки с водогрейными котельными агрегатами

Процесс обработки воды будет включать следующие стадии: повышение давления в насосах исходной воды (НИ); подогрев исходной воды в Т № 1 до температур, исключающих конденсацию водяных паров из воздуха на внешних поверхностях вспомогательного оборудования (t_{12} = 20÷25 °С); химводоочистка (обычно одна ступень умягчения); догрев химобработанной воды в подогревателе Т № 2; вакуумная термическая деаэрация воды и подача подпиточной воды насосами (ПН) в тепловую сеть.

Источником теплоты для осуществления процессов обработки воды является горячая вода, забираемая на выходе из котельного агрегата, имеющая максимальную температуру в тепловой схеме.

При использовании водогрейных котельных агрегатов, работающих на сетевой воде, в большинстве случаев можно ограничиться одной ступенью умягчения воды в узле ХВО, для вакуумной термической деаэрации (при $t_д$ = 70 °С) требуется создать разрежение в вакуумном деаэраторе (ВДР) около $P_{разр} \approx 0{,}03$ МПа. Разрежение может создаваться откачиванием выпара из ВДР вакуумными насосами или водоструйными эжекторами ЭР, работающими от насосов рабочей воды НР. Рабочая вода циркулирует в контуре эжектора, а откачиваемый выпар выводится в атмосферу из бака рабочей воды БРВ.

Температура умягченной воды, поступающей на деаэрацию после теплообменника Т № 2, принимается t_{22} = 60÷65 °С.

В тепловых схемах источника теплоты с закрытой системой теплоснабжения теплоту, выносимую с выпаром $D_{вып}$, в расчетах обычно не учитывают с целью их упрощения и ввиду относительно малого расхода $D_{вып}$.

Расход греющей воды на деаэрацию, кг/с, определяется по уравнению теплового баланса деаэратора:

$$G_{г.д} i''_к + G_{хво} i_{22} = D_{вып} i''_д + (G_{хво} + G_{г.д}) i'_д ;$$

$$G_{г.д} = \frac{D_{вып} i''_д + G_{хво}(i'_д - i_{22})}{t''_к - t'_д}. \qquad (10.50)$$

Без учета потерь теплоты с выпаром (в случае малого расхода с выпаром для закрытых схем):

$$G_{г.д} = \frac{G_{хво}(i'_д - i_{22})}{i''_к - i'_д} = \frac{G_{хво}(t_д - t_{22})}{t''_к - t'_д}. \qquad (10.51)$$

Контроль правильности выполненного расчета режимов работы тепловой схемы осуществляется проверкой соответствия принятых расходов теплоносителя и полученных в результате расчета. При расхождении более 2 % расчет повторяется.

Расчет принципиальной тепловой схемы рассмотрим на примере отопительной теплогенерирующей установки с закрытой системой теплоснабжения (рис. 10.23).

Исходные данные для расчета (табл. 10.5): котельные агрегаты — водогрейные, стальные: вид топлива — природный газ.

Тепловые нагрузки теплогенерирующей установки (с учетом тепловых потерь во внешних сетях) в максимально-зимнем режиме: на отопление и вентиляцию — 45 МВт; на горячее водоснабжение — 15 МВт. Тепловые сети работают по отопительному температурному графику $t'_с = 150$ °С, $t''_с = 70$ °С. Для горячего водоснабжения принимается параллельная схема подогрева воды у абонентов.

Расчетные температуры наружного воздуха для пяти характерных режимов работы: максимально-зимняя $t_о^р = -26$ °С; средняя наиболее холодного месяца $t_х^{ср} = -9{,}3$ °С; средняя отопительного сезона $t_о^{ср} = -3{,}7$ °С; в точке излома температурного графика $t_{изл}$ определяется после построения температурного графика (рис. 10.24); летняя $t_л = +8$ °С.

Температура исходной воды $t_{исх}^{з} = 5$ °С; $t_{исх}^{л} = 15$ °С. Деаэрация — термическая вакуумная.

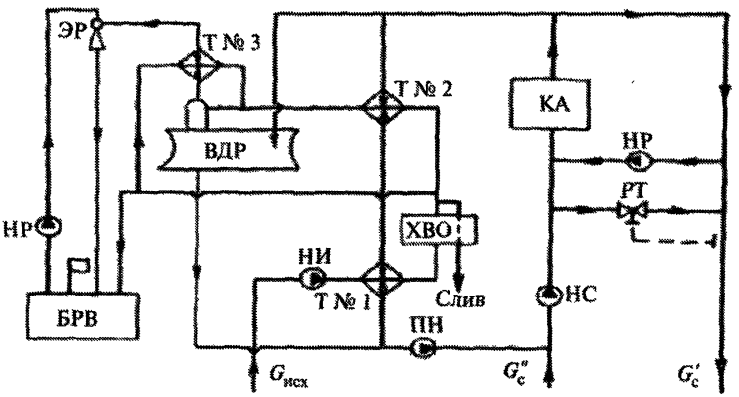


Рис. 10.23. Принципиальная тепловая схема отопительной теплогенерирующей установки с закрытой двухтрубной системой теплоснабжения

Таблица 10.5. **Исходные данные и результаты расчета принципиальной тепловой схемы отопительной теплогенерирующей установки с закрытой системой теплоснабжения**

№ пп.	Параметры	Метод определения	Расчетные режимы				
			макс.-зимний	ср. наиболее холодного месяца	ср. отопительного периода	точка излома темп. графика	летний
1	Температура наружного воздуха $t_{нв}$, °С	Климатологические табл., температурный график (рис. 10.24)	−26	−9,3	−3,7	+0,7	+8
2	Расход теплоты, МВт: на отопление, вентиляцию на горячее водоснабжение	Формула (10.42) По заданию, формула (10.36) $Q^{л}_{гв} = 0{,}82Q^{з}_{гв}$	45 15	17,9 15	22,2 15	17,7 15	— 12,3
3	Общая тепловая мощность теплогенерирующей установки (без учета потерь и расхода на собственные нужды), МВт	$Q_т = Q_{ов} + Q_{гв}$	60	42,9	37,1	32,7	12,3
4	Температура прямой сетевой воды на выходе из теплогенерирующей установки, °С	По температурному графику, $t'_с$ (см. рис. 10.24)	150	100	83	70	70
5	Температура обратной сетевой воды на входе в теплогенерирующую установку, °С	По температурному графику, $t''_с$ (см. рис. 10.24)	70	50	43	39,2	39,2

Продолжение табл. 10.5

№ пп.	Параметры	Метод определения	Расчетные режимы				
			макс.-зимний	ср. наиболее холодного месяца	ср. отопительного периода	точка излома темп. графика	летний
6	Расход сетевой воды, кг/с:						
	на отопление и вентиляцию	Формула (10.41, *а*) $G_{ов} = Q_{ов}/(4{,}19(t'_с - t''_с))$	134,2	133,2	132,5	137,2	—
	на горячее водоснабжение	Формула (10.43) $G_{г\,в} = Q_{г\,в}/(4{,}19(t'_с - t''_с))$	44,7	71,6	89,5	116,2	95,3
	общий	Формула (10.44)	178,9	204,8	222,0	253,4	95,3
7	Расход воды на подпитку и потери в тепловой схеме, кг/с	Формула (10.41) $G_{подп} = G^{с}_{подп} + G_{пот} = (0{,}02 \div 0{,}025)G_с$	3,64	4,19	4,54	5,22	1,98
8	Расход теплоты на собственные нужды теплогенерирующей установки, МВт	$Q_{сн}$ (предварительно принимается до 3 % от $Q_т$)	1,0	1,0	1,0	1,0	0,5
9	Общая тепловая мощность теплогенерирующей установки с учетом затрат теплоты на собственные нужды, МВт	$Q_к = Q_{ов} + Q_{гв} + Q_{сн}$	61	43,9	38,1	33,7	12,8

10*	Расход воды, кг/с, через котельные агрегаты теплогенерирующей установки	Формула (10.48) $G_к = Q_к/(4{,}19(t''_к - t'_к))$ (определяется по расчетному режиму, во всех режимах $G_к$ = const)	182,0	182,0	182,0	182,0	182,0
11	Температура воды на выходе из котельного агрегата при $t'_к$ = 70 °С = const	$t''_к = t'_к + Q_к/4{,}19G_к$	150	127,6	120,0	114,2	86,8
12	Расход воды (через котельный агрегат) на собственные нужды, кг/с, при $t'_к$ = 70 °С	$G_{сн} = Q_{сн}/4{,}19(t''_к - t'_к)$	3,0	4,1	4,8	5,4	7,1
13	Расход воды на линии рециркуляции, кг/с, при $t'_к$ = 70 °С	Формула (10.45) $G_{рц} = G_к(t'_к - t''_с)/(t''_к - t''_с)$	0	46,9	63,9	74,7	117,8
14	Расход воды, кг/с: по перемычке исходной	Формула (10.46) $G_{пм} = G_с(t''_к - t'_с)/(t''_к - t''_с)$ Формула (10.21) $G_{исх} = (1{,}15 \div 1{,}2)G_{хво}$ (принимая $G_{хво} = G_{подп}$ см п.7)	0 4,37	74,5 5,03	109,1 5,45	153,8 6,27	33,9 2,38
15	Расход греющей воды на теплообменник химочищенной воды Т № 2, кг/с	$G_г = G_{г2} = G_{хво}(t''_{хво} - t'_{хво})/(t_{21} - t_{22})$ принимаем $t''_{хво}$ = 65 °С; $t'_{хво} = t''_{исх}$ = 25 °С; $t_{21} = t''_к$; t_{22} = 70 °С	1,82	2,91	3,63	4,72	4,71

Продолжение табл. 10.5

№ пп.	Параметры	Метод определения	Расчетные режимы				
			макс.-зимний	ср. наиболее холодного месяца	ср. отопительного периода	точка излома темп. графика	летний
17	Расход выпара из деаэратора, кг/с	Формула (10.27) $D_{вып} = dG_д$ $G_д = G_{хво}$	0,01 (в дальнейшем эти значения в расчете не учитываются)				
18	Расход греющей воды на деаэрацию, кг/с	Формула (10.51) без учета выпара $G_{г\,д} = G_{хво}(i_д - i_{22})/(t''_к - t_д)$	0,23	0,36	0,45	0,59	0,6
19	Расчетный расход воды, кг/с: на собственные нужды через котельный агрегат	$G^р_{сн} = G_д + G_г$ (см. рис. 10.22) Определяется в расчетном режиме $G^р_к = G^р_{сн} + (Q_{ов} + Q_{гв})/4{,}19(t''_к - t'_к)$	2,05 181,1	3,27 182,3	4,08 183,1	5,31 184,31	5,31 184,3
20	Относительная погрешность расчета, %	$\Delta = (G^р_к - G_к)/G^р_к \le 2\%$ ($G_к$ принимается по п. 10)	0,5	0,2	0,6	1,25	1,25

* Расчет тепловой схемы выполнен (в учебных целях) для условий работы при расчетных режимах всех установленных котельных агрегатов теплогенерирующей установки. При уменьшении числа работающих котельных агрегатов соответственно уменьшается и $G_к$.

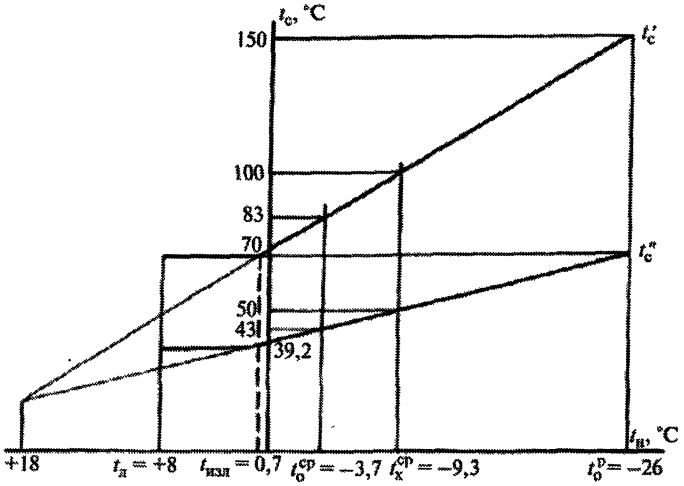


Рис. 10.24. Температурный график к расчету принципиальной тепловой схемы отопительной теплогенерирующей установки

10.4.3.2. Открытые системы теплоснабжения. Основные особенности тепловой схемы отопительной теплогенерирующей установки с открытой системой теплоснабжения обусловлены большими расходами сетевой воды, поступающей к водоразборным кранам потребителей горячего водоснабжения, так как компенсация этого разбора осуществляется в блоке водоподготовки источника теплоты (см. п. 10.4.2.2.). Влияние этих особенностей на тепловую схему теплогенерирующей установки с водогрейными котельными агрегатами сказывается не столь существенно по сравнению с источниками теплоты с паровыми котельными агрегатами, где требуется организация раздельной водоподготовки двух потоков теплоносителя: для питания паровых котельных агрегатов и подпитки тепловых сетей, включая горячее водоснабжение.

Неравномерность потребления горячей воды (см. рис. 10.11, *б*) и повышенные затраты теплоты на собственные нужды делают особенно важной задачу выравнивания суточного графика нагрузок горячего водоснабжения. Наиболее простое решение — включение в состав тепловой схемы баков-аккумуляторов для подпиточной воды. Установка баков-аккумуляторов позволяет не только выровнять график нагрузок на оборудова-

ние источника теплоты, но и уменьшить расчетную производительность вспомогательного оборудования (до среднечасовых значений за сутки). Суммарный объем баков-аккумуляторов принимается на основании суточного графика потребления горячей воды, приблизительно их емкость можно определить в 6—8 раз больше среднечасового за сутки расхода воды на горячее водоснабжение.

Повышенные требования к качеству сетевой воды в открытых системах теплоснабжения при больших расходах подпиточной воды, использование вакуумной деаэрации и баков-аккумуляторов делают перечисленную группу оборудования вторым по значению элементом тепловой схемы после водогрейного котельного агрегата.

Состав и режимы работы оборудования источника теплоты наиболее удобно изучать на конкретном примере. Рассмотрим принципиальную тепловую схему отопительной теплогенерирующей установки с открытой двухтрубной системой теплоснабжения (рис. 10.25).

Тепловые и гидродинамические режимы водогрейных котельных агрегатов, узлов рециркуляции и перемычки, создание разрежения в вакуумном деаэраторе и другие особенности были рассмотрены ранее (см. п. 10.4.3.1). Более подробно остановимся на влиянии водоразбора из тепловой сети на режимы работы оборудования тепловой схемы, рассмотрим зимний и летний режимы работы тепловой схемы.

Для функционирования открытой двухтрубной системы теплоснабжения в максимально-зимнем режиме в тепловую сеть может подаваться только сетевая вода на отопление и вентиляцию $G^{с}_{о в}$. Нагрузка горячего водоснабжения удовлетворяется обратной сетевой водой, поступающей с температурой $t''_{сс} = 70$ °С непосредственно к водоразборным кранам ГВ. Часть воды от местных систем ГВ по циркуляционной линии $G_{ц}$ возвращается в обратный трубопровод. Циркуляция горячей воды предотвращает ее охлаждение в подводящих трубопроводах при суточных минимумах потребления. В местных системах циркуляционная вода проходит через полотенцесушители и охлаждается до температуры 45÷40 °С. Расход циркуляционной воды, кг/с, принимается равным

$$G_{ц} = (0{,}05 \div 0{,}1)\, G^{потр}_{гв}. \qquad (10.52)$$

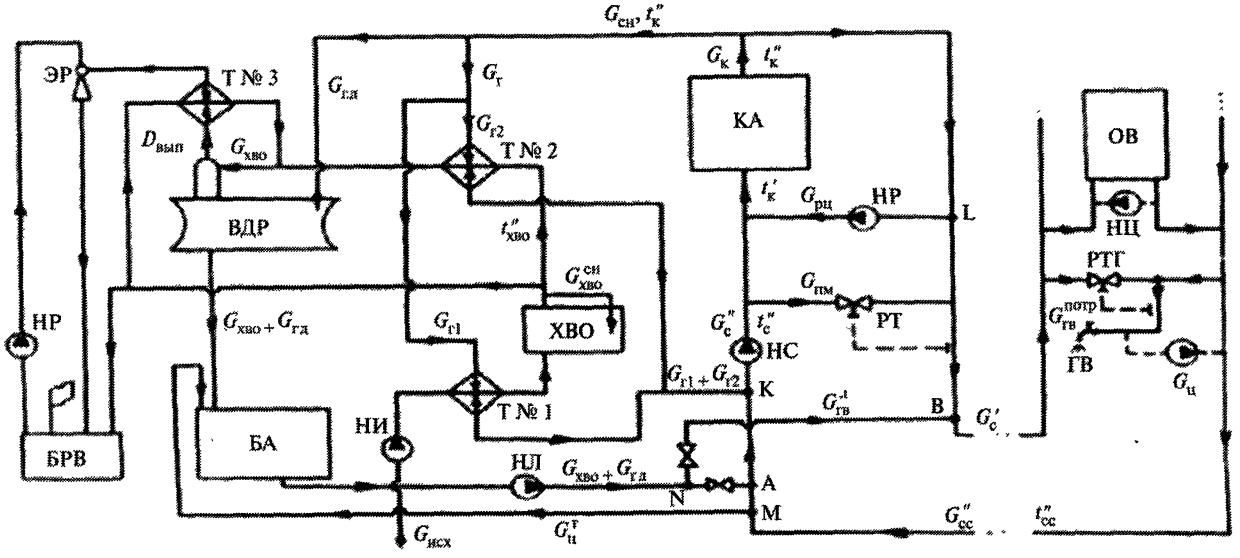


Рис. 10.25. Принципиальная тепловая схема отопительной теплогенерирующей установки с открытой двухтрубной системой теплоснабжения

Среднечасовой за сутки расход горячей воды, поступающей к потребителю $G_{гв}^{потр}$, является расчетной величиной, постоянной и не зависящей от сезона и режима работы. Он определяется исходя из нагрузки горячего водоснабжения по формуле

$$G_{гв}^{потр} = \frac{Q_{гв}}{4{,}19(t'_{гв} - t_{исх})}, \qquad (10.53)$$

где $t'_{гв}$ — температура горячей воды в водоразборном кране у потребителя, принимается $t'_{гв} = 60—70$ °С; $t_{исх}$ — температура исходной воды: для зимы $t_{исх} = +5$, для лета $t_{исх} = +15$ °С.

Таким образом, в максимально-зимнем режиме к потребителю поступает обратная сетевая вода в количестве $G_{гв}^{потр}$. При других режимах работы в течение отопительного периода температура обратной сетевой воды снижается ниже нормируемых для горячего водоснабжения температур, поэтому в принятой схеме узла приготовления горячей воды в местных системах ГВ к обратной сетевой воде через регулятор температуры (РТГ) подмешивается необходимое количество прямой сетевой воды.

Для определения расхода сетевой воды из подающего трубопровода на цели горячего водоснабжения рассмотрим узел смешения R у потребителя горячей воды (рис. 10.26, *а*). В уравнении теплового баланса узла смешения расход горячей воды у

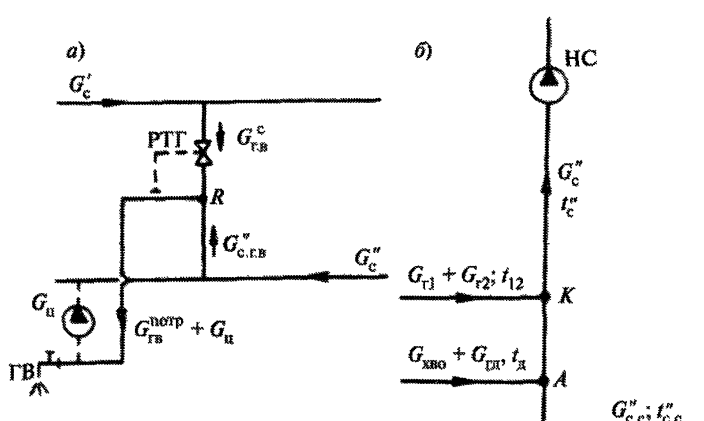


Рис. 10.26. К расчету узлов смешения потребителя горячей воды (*а*) и тепловой схемы (*б*)

потребителя выражен как сумма расходов, кг/с, сетевой воды из подающего $G^{с}_{гв}$ и обратного трубопроводов:

$$G^{потр}_{гв} = G^{с}_{гв} + C''_{с\,гв}. \qquad (10.54)$$

Уравнение теплового баланса узла R смешения

$$G^{потр}_{гв} i'_{гв} = G^{с}_{г.в} i'_{с} + C''_{с\,гв} i''_{сс},$$

решаемое совместно с уравнением (10.54), позволяет определить расход сетевой воды для целей горячего водоснабжения, добавляемый к расходу сетевой воды на отопление и вентиляцию:

$$G^{с}_{гв} i'_{гв} = \frac{G^{потр}_{гв}(i'_{гв} - i''_{сс})}{i'_{с} - i''_{сс}} = \frac{G^{потр}_{гв}(t'_{гв} - t''_{сс})}{t'_{с} - t''_{сс}}. \qquad (10.55)$$

Полный расход сетевой воды, кг/с, на нужды горячего водоснабжения определяется с учетом (кроме максимально-зимнего) циркуляционного расхода

$$G'_{гв} = G^{с}_{гв} + G_{ц} = G^{с}_{гв} + (0{,}05 \div 0{,}1) G^{потр}_{гв}. \qquad (10.56)$$

Полный расход воды на подпитку тепловой сети и горячее водоснабжение можно определить, предварительно сложив все потери теплоносителя (без учета выпара):

$$G_{хво} = G_{подп} + G^{потр}_{гв}, \qquad (10.57)$$

где расход $G_{подп}$ определяется по формуле (10.41) с учетом утечек теплоносителя в тепловых сетях и в тепловой схеме.

Компенсация водоразбора и утечек в тепловой сети будет осуществляться в блоке водоподготовки, где исходная вода проходит весь цикл химической обработки и вакуумной деаэрации аналогично рассмотренному в п. 10.4.2. и 10.4.2.1. Подогрев исходной воды в теплообменниках Т № 1 и Т № 2 и ее деаэрация потребуют соответствующего расхода горячей воды, забираемой от котлов в количестве

$$G_{с\,н} = G_{г1} + G_{г2} + G_{гд}.$$

Однако в процессе расчета для определения указанных расходов необходимо знать температуры греющей воды (например,

$t''_к$), определить которые можно, только предварительно задавшись расходом теплоты $Q_{с.н}$ на собственные нужды.

Удовлетворительную сходимость принятых и расчетных величин удается получить, принимая расход теплоты, МВт, на собственные нужды в размере:

$$Q_{с\,н} = (1{,}03 \div 1{,}05) G_{хво}(\, i'_{г\,в} - i_{исх}), \qquad (10.58)$$

где $i'_{г.в}$ — энтальпия воды, поступающей на горячее водоснабжение; $i'_{г\,в} = 4{,}19\, t''_{г\,в}$ кДж/кг; $i_{исх}$ — энтальпия исходной воды, кДж/кг.

Расход теплоты для горячего водоснабжения включен в $Q_{с\,н}$, так как подпиточная вода после вакуумного деаэратора в баках-аккумуляторах имеет температуру $t_д = 70$ °С и, следовательно, ее нагрев для целей горячего водоснабжения уже осуществлен в схеме водоподготовки.

Общая тепловая мощность теплогенерирующей установки, МВт, может быть принята:

$$Q_к = Q_{о\,в} + Q_{с\,н}. \qquad (10.59)$$

Наличие в баках-аккумуляторах подпиточной воды в количествах и с температурой, соответствующих целям горячего водоснабжения, позволяет в летнее время при отсутствии отопительно-вентиляционной нагрузки подавать эту воду непосредственно в тепловую сеть. По обратному трубопроводу в источник теплоты будет возвращаться только циркуляционная вода от местных систем горячего водоснабжения (ГВ), которая направляется через узел М (рис. 10.25) в баки-аккумуляторы.

Таким образом, в летний период можно отключить водогрейный котельный агрегат от тепловой сети на участке МА обратного трубопровода и на участке В подающего трубопровода. Расход воды на горячее водоснабжение $G^с_{г\,в}$ будет подаваться в подающий трубопровод непосредственно из баков-аккумуляторов по линии В подпиточными насосами НЛ, которые в этом случае называют «летними».

Котельные агрегаты в летнее время оказываются включенными только на нагрузку $Q_{с\,н}$ (в которую входит нагрузка горячего водоснабжения). Расход воды через котельные агрегаты складывается из потоков использованной для целей водоподготовки греющей воды от Т № 1 и Т № 2, поступающей в узел К,

и от деаэратора ВДР, поступающей в узел А на всасывающую линию насосов НС.

При работе в отопительный период необходимо учитывать, что вследствие больших расходов воды через узел водоподготовки подаваемая в обратный трубопровод подпиточная и использованная греющая вода (узлы А и К) смешивается с обратной сетевой водой и существенно изменяет температуру потока. Для определения конечной температуры рассмотрим уравнение теплового баланса узла смешения АК (рис. 10.26, *б*) (пренебрегая расходом выпара из деаэратора):

$$G''_{\text{с}} i''_{\text{с}} = (G_{\text{г1}} + G_{\text{г2}}) i_{12} + (G_{\text{хво}} + G_{\text{г.д}}) i'_{\text{д}} + G''_{\text{с.с}} 4{,}19 t''_{\text{с.с}}. \quad (10.60)$$

Входящий в уравнение расход $G''_{\text{с.с}}$, поступающий в теплогенерирующую установку из тепловой сети, принимается равным: для отопительного периода $G''_{\text{с.с}} = G'_{\text{с}} - G_{\text{г.в}} - G_{\text{пот}}$; для летнего периода $G''_{\text{с.с}} = 0$, так как циркуляционный расход $G^{\text{л}}_{\text{ц}}$ поступает сразу в баки-аккумуляторы (см. рис. 10.61).

Расход $G''_{\text{с}}$, проходящий через сетевые насосы (НС) (без учета выпара), определяется по уравнениям:

для отопительного периода

$$G''_{\text{с}} = G'_{\text{с}} + G_{\text{сн}} = G'_{\text{с}} + G_{\text{г1}} + G_{\text{г2}} + G_{\text{г.д}}; \quad (10.61)$$

для летнего периода

$$G''_{\text{с}} = G_{\text{сн}}.$$

Используя уравнение (10.60), можно получить расчетную формулу для определения конечной температуры, °С, после смешения потоков

$$t''_{\text{с}} = [(G_{\text{г1}} + G_{\text{г2}}) i_{12} + (G_{\text{хво}} + G_{\text{г.д}}) + G''_{\text{с.с}} 4{,}19 t''_{\text{с.с}}] \frac{1}{4{,}19 G''_{\text{с}}}. \quad (10.62)$$

Затем определяются потоки теплоносителя по линии рециркуляции и через перемычку.

На завершающем этапе правильность расчета режимов работы тепловой схемы контролируется проверкой соответствия принятых и полученных в результате расчета величин.

Расчет принципиальной тепловой схемы рассмотрим на примере отопительной теплогенерирующей установки с открытой двухтрубной системой теплоснабжения (см. рис. 10.25). Ис-

ходные данные для расчета (табл. 10.6): котельные агрегаты — водогрейные, стальные; вид топлива — газ; тепловые нагрузки теплогенерирующей установки (с учетом тепловых потерь во внешних сетях) в максимально-зимнем режиме: на отопление и вентиляцию 45 МВт; на горячее водоснабжение — 15 МВт.

Тепловые сети — двухтрубные, работающие по отопительному температурному графику $t'_с = 150$ °С, $t''_с = 70$ °С.

Система горячего водоснабжения — открытая.

Расчетные температуры наружного воздуха для пяти характерных режимов работы: максимально-зимняя $t^р_о = -26$ °С; средняя наиболее холодного месяца $t^{ср}_{хч} = -9{,}3$ °С; средняя отопительного сезона $t^{ср}_о = -3{,}7$ °С; точка излома температурного графика $t_{изл}$ определяется после построения температурного графика (см. рис. 10.24); летняя $t_л = +8$ °С.

Температура исходной воды $t^з_{исх} = 5$ °С, $t^л_{исх} = 15$ °С. Деаэрация — термическая вакуумная.

10.5. ТРУБОПРОВОДЫ: ПИТАТЕЛЬНЫЕ ТРУБОПРОВОДЫ И ПАРОПРОВОДЫ

Трубопроводы разделяют на главные и вспомогательные. К *главным* трубопроводам относятся питательные трубопроводы и паропроводы насыщенного и перегретого пара; к *вспомогательным* — дренажные, продувочные, обдувочные, для отбора проб воды и пара и т. п.

Питательные трубопроводы. Схема и конструкция питательных трубопроводов должны обеспечивать полную надежность питания котлов водой в нормальных и аварийных условиях. Для питания паровых котлов паропроизводительностью до 4 т/ч допускается один питательный трубопровод; для котлов большей паропроизводительности необходимы два трубопровода, чтобы в случае выхода из строя одного из них можно было бы пользоваться вторым. Котлы, работающие с разным рабочим давлением, должны иметь самостоятельные питательные трубопроводы. Если разница в давлении составляет не более 15 %, допускается питание всех котлов по одному и тому же трубопроводу. Питательные трубопроводы монтируют так, чтобы от любого насоса, имеющегося в здании, можно было подавать воду в любой котельный агрегат как по одной, так и по второй питательной линии.

Таблица 10.6. **Исходные данные и результаты расчета принципиальной тепловой схемы отопительной теплогенерирующей установки с открытой системой теплоснабжения**

№ пп.	Параметры	Метод определения	Расчетные режимы				
			макс.-зимний	ср. наиболее холодного месяца	ср. отопительного периода	точка излома темп. графика	летний
1	Температура наружного воздуха $t_{нв}$, °С	Климатологические табл., температурный график (рис.10.24)	−26	−9,3	−3,7	+0,7	+8
2	Расход теплоты, МВт:						
	на отопление, вентиляцию	Формула (10.42) $Q^{р}_{ов} = (t^{р}_{вн} - t_{нв})/(t^{р}_{вн} - t^{р}_{о})$	45	27,9	22,2	7,7	—
	на горячее водоснабжение	По заданию, формула (10.36) $Q^{л}_{гв} = 0{,}82Q^{з}_{гв}$	15	15	15	15	12,3
3	Общая тепловая мощность теплогенерирующей установки (с учетом потерь), МВт	$Q_{т} = Q_{ов} + Q_{гв}$	60	42,9	37,1	32,7	12,3
4	Температура прямой сетевой воды на выходе из теплогенерирующей установки, °С	По температурному графику, $t'_{с}$ (см. рис. 10.24)	150	100	83	70	70
5	Температура обратной сетевой воды на входе в теплогенерирующую установку, °С	По температурному графику, $t''_{с.с}$ (см. рис. 10.24) Летом температура циркуляционной воды $G_{ц}$ принимается $t''_{с.с} = 45 \div 40$ °С	70	50	43	39,2	40,0

Продолжение табл. 10.6

№ пп.	Параметры	Метод определения	Расчетные режимы				
			макс зим-ний	ср наиболее холодного месяца	ср отопи-тельного периода	точка излома темп. графика	летний
6	Расход сетевой воды, кг/с, на отопление и вентиляцию	Формула (10.41, *а*) $G_{ов} = Q_{ов}/(4{,}19(t'_с - t''_с))$	134,2	133,2	132,5	137,2	—
7	Расход горячей воды у потребителя, кг/с	Формула (10.53) $G^{потр}_{г\,в} = G_{г.в}/(4{,}19(t'_{г\,в} - t_{исх}))$	55,1	55,1	55,1	55,1	55,1
8	Расход сетевой воды на горячее водоснабжение, кг/с	Формула (10.55) $G^{с}_{г\,в} = G^{потр}_{г.в}(t'_{г\,в} - t''_{с\,с})$	0	22,0	37,2	55,1	55,1
9	Расход циркуляционной воды, кг/с	$G_{ц} = (0{,}05 \div 0{,}1)\, G^{потр}_{г\,в}$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
10	Полный расход сетевой воды, кг/с	$G'_с = G_{ов} + G^{с}_{гв} + G_{ц}$	134,7	155,7	170,2	192,8	55,6
11	Расход воды на подпитку тепловых сетей и потери в тепловой схеме, кг/с	Формула (10.41) $G_{подп} = G^{с}_{подп} + G_{пот} = (0{,}015 \div 0{,}025)\, G'_с$	2,7	3,1	3,4	3,9	1,1
12	Расход воды на подпитку и горячее водоснабжение, кг/с	Формула (10.57) $G_{хво} = G_{подп} + G^{потр}_{г\,в}$ (без учета выпара)	57,8	58,2	58,5	59,0	56,2

13	Расход теплоты на собственные нужды, МДж	Принимается по формуле (10.58) $Q_{с\,н} = (1{,}05 \div 1{,}02) G_{хво} (i'_{г\,в} - i_{исх})$	16,3	16,4	16,5	16,6	13,2
14	Общая тепловая мощность ТГУ, МВт	$Q_к = Q_{ов} + Q_{сн}$	61,3	44,3	38,7	34,3	13,2
15	Расход воды, кг/с, через котельные агрегаты*, установленные в ТГУ, кг/с	Формула (10.48) $G_к = Q_к / (4{,}19(t''_к - t'_к))$	183,0	183,0	183,0	183,0	61,0*
16	Температура воды на выходе из котельного агрегата при $t'_к = 70$ °С = const	$t''_к = t'_к + Q_к / 4{,}19 G_к$	150	127,8	120,5	114,7	121,6
17	Расход воды (через котельный агрегат) на собственные нужды, кг/с, при $t'_к = 70$ °С	$G_{сн} = Q_{сн} / 4{,}19(t''_к - t'_к)$	48,6	67,7	78,0	88,6	61,0
18	Расход исходной воды, кг/с	Формула (10.21) $G_{исх} = (1{,}15 \div 1{,}2) G_{хво}$	69,4	69,8	70,2	70,8	67,4
19	Расход греющей воды на теплообменник, кг/с:						
	исходной воды Т № 1;	$G_{г1} = G_{исх}(t''_{хво} - t_{исх}) / (t_{11} - t_{12})$ принимаем $t''_{хво} = 25$ °С; $t_{11} = t''_к$; $t_{12} = 70$ °С.	28,9	40,3	46,3	52,8	43,5
	химочищенной воды Т № 2	$G_{г2} = G_{исх}(t'_д - t''_{хво}) / (t_{21} - t_{22})$ принимаем $t'_д = 65$ °С; $t_{21} = t''_к$; $t_{22} = 70$ °С.	17,35	24,2	27,8	31,6	13,1

Продолжение табл. 10.6

№ пп.	Параметры	Метод определения	Расчетные режимы				
			макс. зимний	ср. наиболее холодного месяца	ср. отопительного периода	точка излома темп. графика	летний
20	Расход выпара из деаэратора, кг/с	Формула (10.27) $D_{вып} = dG_д$	0,12	0,12	0,12	0,12	0,11
21	Температура воды после охладителя выпара Т № 3, °С	Формула (10.28) $t'_д = 1/4{,}19((i''_{хво} +$ $+ (D_{вып}/G_{хво})(i''_д - i'_к))$, $i'_к = 4{,}19 \cdot 70 = 293{,}3$ $i''_д = i''_{0{,}3} = 2626$ кДж/кг	66,2	66,2	66,1	66,1	66,1
22	Расход греющей воды на деаэрацию, кг/с	Формула (10.50) $G_{гд} = (D_{вып} i''_д +$ $+ G_{хво}(i_д - i_{22})/(t''_к - t'_д)$ $i_д = 4{,}19 \cdot 70 = 293{,}3$ кДж/кг	3,69	5,15	6,01	6,83	5,6
23	Расчетный расход воды, кг/с: на собственные нужды: из тепловой сети, поступающей в ТГУ; через сетевые насосы	$G_{сн} = G_{г1} + G_{г2} + G_{гд}$ Формула (10.61) $G''_с = G'_с - G^{потр}_{гв} - G_{подп}$ Зима — $G''_с = G'_с + G_{сн}$ Лето — $G''_с = G_{сн}$	49,9 76,4 184,1	69,6 97,5 225,3	80,1 111,7 250,3	91,2 133,8 284,0	62,2 0 62,3

24	Температура воды на входе в сетевые насосы, °С	Формула (10.62) $t''_с = [(G_{г1} + G_{г2})i_{12} + (G_{хво} + G_{гд}) + G''_{с\,с} 4{,}19 t''_{с.с}]/4{,}19 G''_с$	70	71,3	58,0	55,5	70
25	Расход воды, кг/с, на линии рециркуляции при $t'_к = 70$ °С = const	$G_{рц} = G_к(t'_к - t'_с)/(t''_к - t''_с)$	0	23,9	35,1	44,8	0
26	Расход воды по перемычке, кг/с	$G_{пм} = G'_с(t''_к - t'_с)/(t'_к - t'_с)$	0	65,1	102,1	145,6	0
27	Расчетная тепловая мощность ТГУ на собственные нужды, МВт	$Q^р_{сн} = G^р_{сн}(t''_к - t'_к)$	16,7	16,9	16,9	17,1	13,4
28	Общая расчетная тепловая мощность ТГУ, МВт	$Q^р_к = Q_{о\,в} + Q^р_{сн}$	61,7	44,8	39,1	34,8	13,4
29	Принятая в расчете общая тепловая мощность, МВт	$Q_к$ (по п. 14)	61,3	44,3	38,7	34,3	13,2
30	Погрешность расчета, %	$\Delta = (Q^р_к - Q_к)/Q^р_к < 2\%$	0,7	1,1	1,0	1,4	1,5

* В отопительный период определяется для максимально-зимнего режима при $t''_к = 150$ °С, $t'_к = 70$ °С и в остальных режимах остается $G_к$ = const. В летний период можно учесть уменьшение числа работающих котельных агрегатов. Для этого оценивается доля нагрузки горячего водоснабжения $Q_{гв}/(Q_{ов} + Q_{гв}) \approx 15/60 = 0{,}25$, принимается общее количество котлоагрегатов в ТГУ, например 3, определяется расчетный расход в летнее время для одного котельного агрегата $G^л_к = G_к/3 = 183/3 = 61{,}0$ кг/с.

Питательные трубопроводы должны иметь: перед насосом — запорные устройства, за насосом — вентили или задвижки, а непосредственно перед котлом — обратный клапан и вентиль. Все вновь изготовляемые паровые котлы паропроизводительностью от 2 т/ч и выше, а также котлы, находящиеся в эксплуатации, паропроизводительностью от 20 т/ч и выше должны быть оборудованы автоматическими регуляторами питания, управляемыми с рабочего места машиниста котла. На рис. 10.27 показана схема питательных трубопроводов с двойными магистралями, расположенная в котельных среднего давления. Всасывающие и нагнетательные магистрали питательных насосов, питательные магистрали котлов, а также отводы питательных линий к котлам выполнены двойными. В работе обычно находятся обе магистрали. Одну из них можно отключить, не нарушая нормального режима питания котлов. Схема присоединения циркуляционных трубопроводов к водогрейным котлам показана на рис. 10.28.

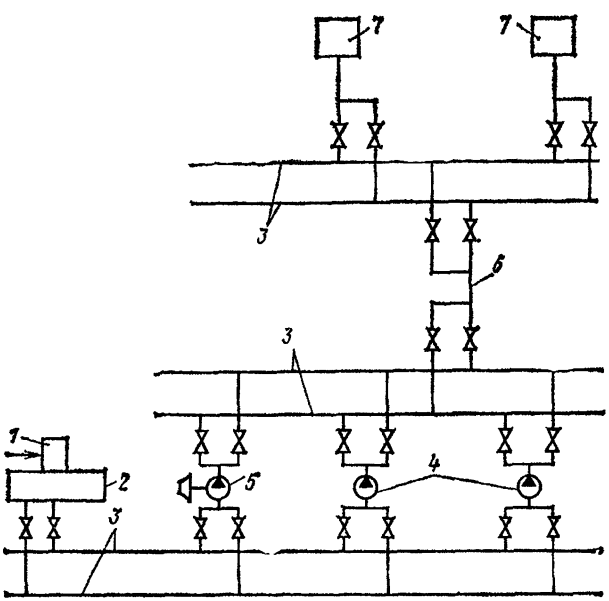


Рис. 10.27. Схема питательных трубопроводов с двойными магистралями
1 — трубопровод от водоподготовки; *2* — деаэратор; *3* — трубопровод питательной воды; *4* — насос с электрическим приводом; *5* — насос с паровым приводом; *6* — перемычка; *7* — котельный агрегат

В помещениях с водогрейными котлами для перемещения воды в них и в системе трубопроводов применяют два центробежных циркуляционных насоса с электроприводом (один рабочий, второй резервный).

Для обеспечения необходимой надежности питания паровых котельных агрегатов устанавливают не менее двух питательных насосов с независимыми приводами — электрическим и паровым. Один из них (обычно паровой) является резервным. Производительность каждого из насосов выбирают не менее 120 % максимальной выработки пара всех работающих котлов. При установке трех и более насосов суммарная производительность их должна быть такой, чтобы при временном выходе из строя самого мощного из них остальные могли обеспечить 120 %-ную максимальную паропроизводительность котлов. Суммарная мощность аварийных насосов с паровым приводом также должна составлять не менее 120 % от D. Характеристика питательных насосов должна быть выбрана исходя из условий обеспечения требуемой

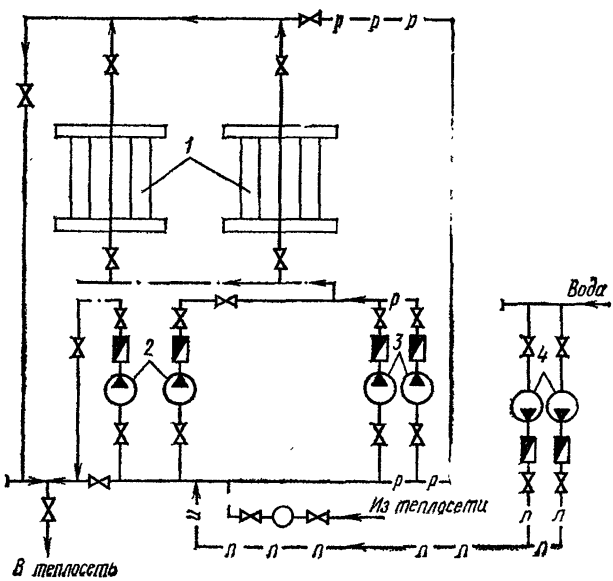


Рис. 10.28. Схема присоединения циркуляционных трубопроводов к водогрейным котлам

1 — водогрейный котельный агрегат; *2* — насос циркуляционный резервный; *3* — насос циркуляционный основной; *4* — подпиточный насос

производительности и необходимого напора. При наличии двух независимых источников электропитания допускается установка основных и аварийных насосов с электроприводом.

Производительность *питательного насоса*, м^3/с, определяют из выражения

$$D_{пн} = 1{,}2(D/\rho),$$

где $D_{пн}$ — максимальная производительность всей котельной, кг/с; 1,2 — коэффициент запаса по производительности.

Величину полного напора, необходимого для подачи воды в котел и создаваемого насосом, находят из уравнения

$$H_{пн} = (p_н - p_в),$$

где $p_н$ — давление в нагнетательном патрубке насоса, Па; $p_в$ — давление в приемном партубке насоса, Па.

Давление в приемном патрубке насоса складывается из давления столба воды (от ее уровня в питательном баке до приемного патрубка) и давления в деаэраторе (при наличии его) (рис. 10.29) за вычетом гидравлического сопротивления всасывающего трубопровода

$$p = (9{,}81H_в\rho_{вс} + p_д) - p_{св},$$

где $H_в$ — высота подпора, м; $\rho_{вс}$ — плотность воды перед насосом, кг/м^3; $p_д$ — давление в деаэраторе, Па; $p_{св}$ — гидравлическое сопротивление трубопровода от бака до насоса, Па.

Необходимое давление в нагнетательном патрубке насоса определяется величиной сопротивления, возникающего при подаче воды в генераторы; для барабанных генераторов оно складывается из наибольшего возможного давления в барабане котельного агрегата, давления столба воды (от уровня оси насоса до уровня воды в барабане генератора), суммы всех гидравлических сопротивлений в напорных трубопроводах (и их арматуре), водяном экономайзере и скоростного напора при входе в барабан котла:

$$p_н = p_б + 9{,}81H_н\bar{\rho}_н + p_{сн},$$

где $p_б$ — давление в барабане котельного агрегата, принимаемое равным давлению, на которое регулируется открытие предохранительных клапанов, Па; $H_н$ — высота нагнетания (т. е. разница уровней между осью насоса и зеркалом воды в барабане генератора) м; $\bar{\rho}_н$ — средняя плотность воды в нагнетательном трубопроводе, кг/м^3; $p_{сн}$ — суммар-

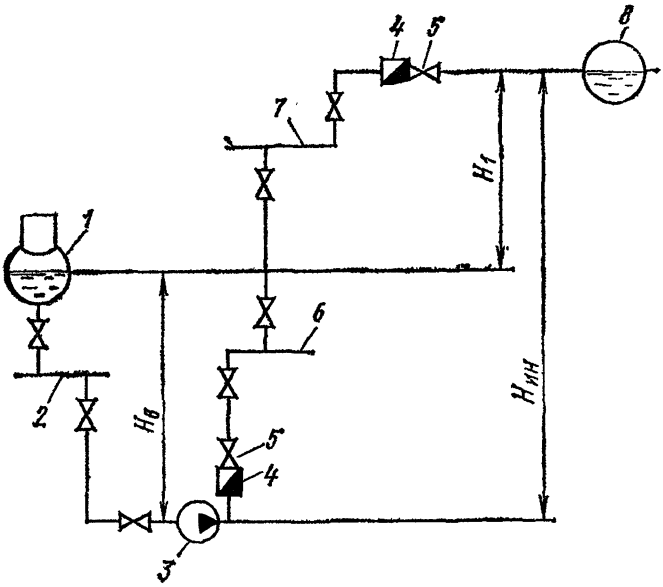


Рис. 10.29. Схема включения насоса

1 — бак питательной воды (или деаэратор); *3* — всасывающий коллектор; *3* — насос; *4* — обратный клапан; *5* — задвижка; *6* — нагнетательный коллектор; *7* — питательная магистраль; *8* — барабан котла

ное сопротивление напорного тракта питательной воды и величины скоростного напора при входе воды в барабан котельного агрегата, Па.

Основная часть напора насоса необходима для создания манометрического давления воды. Заметим, что на преодоление гидравлического сопротивления питательного тракта затрачивается всего 10—15 % общего напора насоса. Давление в нагнетательном патрубке насоса, определяемое расчетным путем, необходимо увеличить на 5—10 % для гарантии подачи питательной воды в котельные агрегаты при случайном возрастании сопротивления тракта. При упрощенных расчетах напор, развиваемый питательным насосом, может быть приближенно определен из следующего выражения:

$$H_{пн} = 1{,}1[p_б + (0{,}15 \div 0{,}20)],$$

где 1,1 — коэффициент запаса по напору; $p_б$ — рабочее давление в барабане котельного агрегата, МПа; 0,15÷0,20 — потери напора в трубопроводах и питательной арматуре, МПа.

Мощность, потребляемую для привода насоса, Вт, определяют по формуле

$$N = (G_{пн} H_{рн})/\eta_н,$$

где $G_{пн}$ — производительность насоса, м^3/с; $H_{рн}$ — полный напор насоса, Па; $\eta_н$ — КПД насоса (принимают равным 0,7—0,85).

Насосы подают воду в котельные агрегаты из питательных или из деаэраторных баков, в которых температура выше 50 °С; в деаэраторах питательная вода имеет температуру выше 100 °С. Высота всасывания насосов зависит от температуры: она меньше, чем выше температура воды. При температуре 0 °С высота всасывания центробежных насосов составляет 6,5 м, при 20 °С — 5,9; при 40 °С — 4,7; при 60 °С — 2,2 м; при 70 °С — 0. Следовательно, при температуре выше 70 °С вода должна поступать в насос под некоторым напором, т. е. он должен быть установлен ниже питательного бака.

Расстояние от уровня воды в питательном баке до оси насоса называют геометрической (или геодезической) высотой всасывания или подпора. Последняя для надежной работы насоса должна быть такой, чтобы перед ним создавалось давление, превышающее давление насыщенного пара при данной температуре воды, входящей в насос. При несоблюдении этого условия перед насосом или внутри него может произойти парообразование. Насос будет работать на двухфазной среде, сплошность потока нарушится, что приведет к уменьшению производительности и напора насоса; кроме того, появится опасность возникновения гидравлических ударов и других нежелательных осложнений в его работе. Указанное явление, вызванное изменением давления и парообразованием в насосе, называется *кавитацией*.

Геодезическая высота подпора воды перед входом в насос при поступлении ее из деаэратора с давлением $1{,}2 \cdot 105$ Па составляет не менее 7—8 м. Во избежание парообразования в насосе уменьшают гидравлическое сопротивление трубопроводов между питательными баками и насосами. Для этого их делают по возможности короткими с минимальным количеством арматуры; скорость воды в них допускается не более 0,5—1 м/с. Необходимо также поддерживать в питательных баках постоянный уровень воды и давление.

Паропроводы. Главные паропроводы, служащие для подачи насыщенного или перегретого пара от котельных агрегатов к потребителям, собирают по определенным схемам. На рис. 10.30 показана схема с одиночной сборной магистралью. По этой схеме все котельные агрегаты и потребители пара присоединены к общему паропроводу. При повреждении какого-либо участка на общем паропроводе устанавливают разделительные задвижки, позволяющие отключить поврежденный участок и соответственно присоединенные к нему котлоагрегаты и потребители пара. При небольшом числе котлоагрегатов и потребителей достаточно установить одну пару задвижек. При большом числе агрегатов для повышения надежности пароснабжения потребителей устанавливают еще одну-две пары разделительных задвижек. Наиболее ответственные потребители иногда присоединяют к двум частям магистрального паропровода, разделенного задвижками. Схема с одиночной сборной магистралью получила распространение в производственно-отопительных котельных низкого давления.

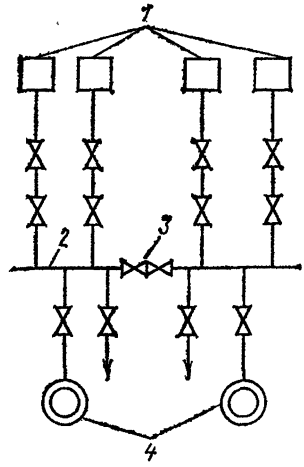


Рис. 10.30. Схема паропровода с одиночной магистралью
1 — паровые котлы; *2* — главный паропровод; *3* — разделительные задвижки; *4* — потребители пара

Схема с двойной сборной магистралью показана на рис. 10.31. Паропроводы от каждого котла присоединены к двум магистральным паропроводам котельной, к которым присоединены и ответственные потребители пара. Нормально в работе находятся оба паропровода, что позволяет быстро отключить поврежденный паропровод, не нарушая нормальной работы котельной. Диаметры паропроводов рассчитывают на пропуск каждым из них всего количества пара, вырабатываемого котлами при максимально допустимой скорости. При этой схеме задвижки на основных паропроводах отсутствуют; их устанавливают на паропроводах от котельных агрегатов, идущих к потребителям, что уменьшает диаметр и стоимость задвижек. Ремонт любой из

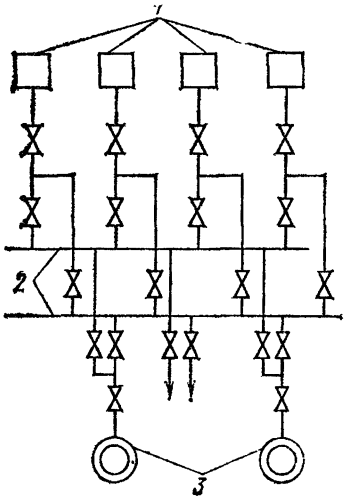


Рис. 10.31. Схема с двойным паропроводом от котлов к сборной магистрали

1 — паровые котлы; *2* — главные паропроводы; *3* — потребители пара

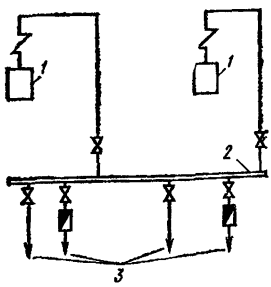


Рис. 10.32. Схема подводки паропроводов к коллекторам

1 — котельный агрегат; *2* — коллектор; *3* — потребители пара

задвижек требует отключения только одного котельного агрегата или потребителя. Благодаря высокой надежности схема с двойной магистралью получила широкое распространение в производственно-отопительных котельных. Основными недостатками схемы с двойной магистралью являются: большая затрата металла на трубы, значительное число задвижек для присоединения к магистралям, а следовательно, и высокая стоимость всей системы трубопроводов. В отопительно-производственной котельной достаточно часто применяют схему паропроводов с коллекторами (рис. 10.32). Недостаток данной схемы состоит в малой ее надежности, так как при повреждении какой-либо задвижки на коллекторе приходится отключать все котельные агрегаты и присоединенных к нему потребителей.

К вспомогательным относятся дренажные трубопроводы, предназначенные для удаления конденсата из главных паропроводов. Конденсат в паропроводах накапливается особенно в периоды их охлаждения и прогрева. Согласно правилам, конденсат уделяют из нижних точек каждого участка паропровода, отделенного задвижками, а затем отводят его в дренажные баки. При прохождении теплоносителей по трубопроводам последние при нагревании удлиняются. Поэтому конструкцией трубопроводов

необходимо предусматривать возможность свободного расширения при нагревании и сжатия при охлаждении. В противном случае могут возникнуть недопустимые термические напряжения, которые приведут к разрыву трубопровода или разрушению фланцевых и сварных соединений. Для паропроводов и питательных линий котельных применяют компенсаторы.

10.6. КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ И АРМАТУРА КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

10.6.1. Контрольно-измерительные приборы. В процессе эксплуатации необходимо располагать устройствами и приборами, обеспечивающими безопасную работу котельного агрегата и позволяющими безотказно и быстро производить пуск, останов и регулирование его работы. За условиями эксплуатации котельного агрегата необходимо наблюдать и контролировать происходящие в нем процессы. Для этого применяют различные контрольно-измерительные приборы. Изменение давления в котельном агрегате или отклонение уровня воды в барабане за допустимые пределы может вызвать аварийную ситуацию, связанную с непосредственной опасностью для обслуживающего персонала. Поэтому, согласно правилам Ростехнадзора, на каждом паровом котле для непосредственного наблюдения и контроля за давлением и уровнем воды в барабане установлены манометр, водоуказательные приборы и предохранительные устройства.

Манометры и водоуказательные приборы. На котельных агрегатах среднего и высокого давления устанавливают пружинные манометры; при низком давлении применяют также мембранные манометры. На шкале манометра нанесена красная черта, соответствующая наивысшему давлению пара в котельном агрегате. Каждый манометр снабжен сифонной трубкой, в которой вследствие охлаждения и конденсации пара образуется водяной затвор, предохраняющий механизм манометра от непосредственного воздействия пара. Кроме того, манометр имеет трехходовой кран с фланцем для присоединения контрольного манометра.

Для постоянного наблюдения за положением уровня воды в барабане котельного агрегата предусмотрено не менее двух *водоуказательных приборов* прямого действия с плоскими,

гладкими или рифлеными стеклами (рис. 10.33). Рифленая поверхность преломляет лучи, при этом часть стекла, омываемая водой, кажется черной, а соприкасающаяся с паром остается светлой. Каждый водоуказательный прибор устанавливают на барабане отдельно с прямыми соединительными трубами определенного диаметра, без промежуточных фланцев и запорной арматуры. В котельных средней и большой производительности барабаны ставят на большой высоте над рабочим местом машиниста котельного агрегата. Поэтому в дополнение к водоуказательным приборам устанавливают сниженный указатель уровня воды (рис. 10.34), который работает по принципу уравновешивания двух столбов воды в сообщающихся трубках с помощью находящейся в них цветной жидкости с большей, чем у воды, плотностью приблизительно в 2 раза. При полной автоматизации котельных агрегатов и отсутствии дежурного машиниста для контроля за уровнем воды в барабане котла используют видеонаблюдение.

Предохранительные устройства. Предохранительные клапаны. Каждый котельный агрегат и сосуд, работающий под давлением, снабжен предохранительным клапаном, исключающим возможность повышения давления выше допустимого. Согласно правилам, на котельном агрегате должно быть установлено не менее двух предохранительных клапанов, из которых один контрольный. Конструкция рычажного предохранительного клапана показана на рис. 10.35. Нагрузка на клапан, определяющая давление в котле, при котором он открывается, регулируется грузом и длиной рычага. Рычажные предохранительные клапаны надежны в работе и легко регулируются. Основные недостатки: громоздкость, быстрый износ зеркала седла под действием струи пара при частых открываниях клапана, возможность некоторой несимметричности посадки клапана.

Схема *импульсного* предохранительного клапана показана на рис. 10.36. Сущность его устройства заключается в том, что основной предохранительный клапан *4* управляется небольшим вспомогательным импульсным рычажным клапаном *1*. При повышении давления в барабане котла срабатывает импульсный клапан. Прошедший через него пар действует на поршень главного предохранительного клапана и открывает его. При снижении давления пара в котле до нормального импульсный рычаж-

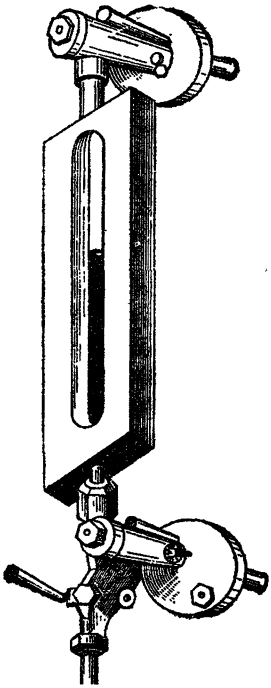


Рис. 10.33. Общий вид водоуказательного прибора

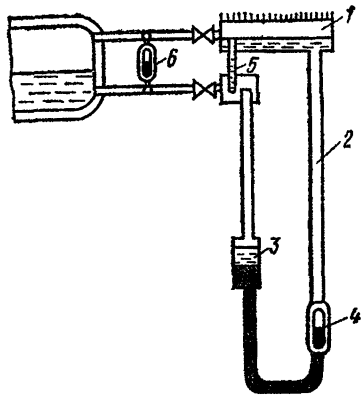


Рис. 10.34. Схема сниженного указателя уровня воды

1 — конденсационный сосуд; *2* — соединительные трубки; *3* — расширительный сосуд; *4* — нижняя водоуказательная колонка; *5* — дренажная трубка; *6* — верхняя водоуказательная колонка

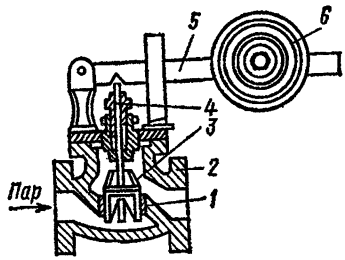


Рис. 10.35. Рычажный предохранительный клапан

1 — седло клапана; *2* — корпус; *3* — тарелка; *4* — шток; *5* — рычаг; *6* — груз

ный клапан *1* закрывается, прекращая доступ пара в поршневую камеру главного клапана *4*, в результате чего последний закрывается. Паровая подушка, образующаяся в поршневой камере, смягчает удар при закрытии. На каждом водогрейном котле должно быть установлено не менее двух предохранительных клапанов. Допускается установка одного предохранительного клапана при соблюдении следующих условий: 1) запорный орган на линии горячей воды между котлом и расширителем непрерывной продувки снабжен обводным трубопроводом диаметром

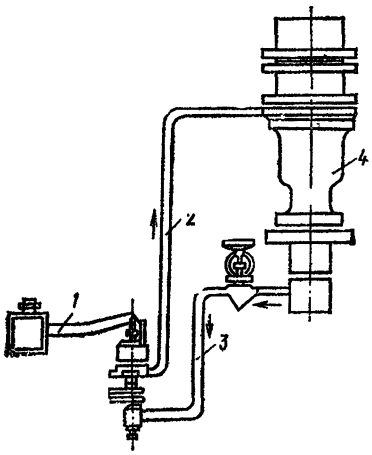


Рис. 10.36. Схема импульсного предохранительного клапана
1 — импульсный рычажный клапан; *2* — соединительная труба; *3* — дренажная линия; *4* — главный предохранительный клапан

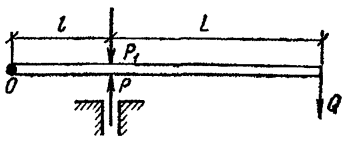


Рис. 10.37. Схема сил, действующих на рычаг предохранительного клапана

не менее 50 мм; 2) на обводном трубопроводе установлен обратный клапан для пропуска воды из котла; 3) расширительный сосуд соединен с атмосферой.

На отключаемых по воде экономайзерах один предохранительный клапан устанавливают на входе воды после запорного органа, второй — на выходе воды до запорного органа, причем предохранительный клапан, устанавливаемый на выходе воды из экономайзера, следует размещать по возможности на наиболее высокой части. На прямоточных котлах расположение предохранительных клапанов допускается в любой точке паропровода до запорного устройства.

Предохранительные клапаны на барабанных котлах необходимо устанавливать на патрубках, присоединенных непосредственно к барабану котла или паропроводу без промежуточных запорных органов. Отбор пара от патрубка, на котором расположены один или несколько предохранительных клапанов, запрещается. Предохранительные устройства снабжают трубкой для отвода рабочей среды в безопасное место при их срабатывании, что предохраняет персонал котельной от ожогов. Выход среды из клапана должен быть хорошо слышен на рабочем месте обслуживающего котлоагрегат. В противном случае клапан должен иметь соответствующее сигнальное устройство, например паровой свисток.

Схема сил, действующих на рычаг предохранительного клапана, показана на рис. 10.37.

При открытом положении клапана силы воздействия на него увеличиваются за счет скоростного напора потока, а сила, стремящаяся его закрыть, может несколько уменьшиться по сравнению с силой, удерживающей его в закрытом положении. Вследствие этого клапаны рычажного типа закрываются после срабатывания при давлении ниже номинального. Закрытию клапана препятствуют также силы трения потока о втулки. В пружинных предохранительных клапанах, применяемых обычно при $p \geq 3{,}9$ МПа, усилие, прижимающее тарелку к седлу, создается спиральной пружиной, зажатой между тарелкой и верхней траверсой бугеля клапана. После подъема клапана степень сжатия пружины увеличивается, при этом соответственно увеличивается сила, стремящаяся прижать тарелку к седлу. В результате закрытие клапана происходит при давлении, близком к рабочему.

В импульсном предохранительном клапане при давлении выше допустимого стрелка электроконтактного манометра, перемещаясь от одного контакта к другому, выключает ток в цепи верхнего электромагнита. Сердечник верхнего электромагнита втягивается в катушку и открывает импульсный клапан, при этом включаются сигнальные лампы «Открыто» или «Закрыто». Предохранительные клапаны служат для защиты котлов, пароперегревателей и сосудов от превышения допустимого давления — большего, чем на 10 %. Расчет предохранительных клапанов ведут следующим образом. Если обозначить p_1 — максимальное избыточное давление перед предохранительным клапаном, которое должно быть не более $1{,}1p_{\text{расч}}$ (МПа), а p_2 — избыточное давление за предохранительным клапаном, то расход пара, который может пропустить предохранительный клапан при полном открытии, можно подсчитать при давлениях пара от 0,07 до 12 МПа для условий:

а) насыщенного пара при $(p_2 + 0{,}1) \leq 0{,}45(p_1 + 0{,}1)$

$$G_{\text{нп}} = 0{,}14 \cdot 10^{-3} \alpha F (10p + 1);$$

б) перегретого пара при $(p_2 + 0{,}1) \leq 0{,}473\,(p_1 + 0{,}1)$

$$G_{\text{пп}} = 0{,}28 \cdot 10^{-3} G_{\text{нп}} \sqrt{V_{\text{нп}} / V_{\text{пп}}};$$

в) при давлениях более 12 МПа для насыщенного и перегретого пара расход пара через предохранительный клапан рассчитывают

$$G = 2 \cdot 10^4 \alpha F \sqrt{(10p+1)/V},$$

где $G_{нп}$, $G_{пп}$, G — пропускные способности клапанов, кг/с; суммарная пропускная способность установленных на котле предохранительных клапанов должна быть не менее часовой производительности котла; F — наименьшая площадь сечения в проточной части клапана, мм^2; α — коэффициент расхода пара, принимаемый равным 0,9 величины, определяемой заводом-изготовителем при испытании головных образцов; $V_{нп}$ — удельный объем насыщенного (или перегретого) пара перед предохранительным клапаном, м^3/кг.

Для водогрейных котлов и экономайзеров число и размеры предохранительных клапанов определяют по формуле

$$ndH = Q/[10/Kp(h - h_{вх})];$$

где n, d, H — соответственно число, диаметр седла и высота подъема клапана, см; Q — максимальная теплопроизводительность котла, МВт; p — максимально допустимое абсолютное давление в котле при полном открытии клапана, МПа; h, $h_{вх}$ — энтальпии насыщенного пара при максимально допустимом давлении в котле и воды, входящей в котел, МВт/кг; K — эмпирический коэффициент принимают для низкоподъемных клапанов равным 135, для полноподъемных — 70.

Выбрав тип клапана, по его техническим данным узнаем высоту подъема и рассчитываем их количество. При давлении p от 1,3 до 6,0 МПа — $1{,}03p_{раб}$ (контрольный клапан) и $1{,}05p_{раб}$ (рабочий клапан).

Предохранительные клапаны на паровых котлах и пароперегревателях должны быть отрегулированы при $p_{ном}$ 1,3 МПа на давление ($p_{раб}$ + 0,02) МПа (контрольный клапан) и ($p_{раб}$ + 0,03) МПа (рабочий клапан). Предохранительные клапаны отключаемого экономайзера должны быть отрегулированы на начало открытия со стороны входа воды на давление $p_{вход} = 1{,}25p_{раб}$, а со стороны выхода воды — $p_{вых} = 1{,}1p_{раб}$ (где $p_{раб}$ — рабочее давление в котле). Число предохранительных клапанов, работающих под давлением, их размеры и пропускную способность выбирают так, чтобы в сосуде с давлением до 0,3 МПа давле-

ние не могло повыситься более чем на 0,05 МПа; с давлением выше 0,3 до 0,6 МПа — более чем на 15 %; с давлением свыше 0,6 МПа — более чем на 10 %.

Пропускную способность предохранительного клапана сосуда определяют по формуле

$$G_т = 0{,}44 \cdot 10^{-3} \alpha B F \sqrt{10(p_1 - p_2)\rho},\ кг/с,$$

где α — коэффициент расхода среды через клапан, определяемый опытным путем, обычно равен 0,6; B — коэффициент, учитывающий расширение, принимается для воды $B = 1$; F — площадь проходного сечения клапана, мм^2; p_1, p_2 — абсолютное давление среды до и после клапана, МПа; ρ — плотность среды, кг/м^3.

Предохранительные мембраны. В случаях когда предохранительный клапан сосуда по условиям среды или в силу присущей ему инертности не может надежно работать, вместо него или перед ним устанавливают предохранительную пластину (мембрану), разрывающуюся при повышении давления. Предохранительную мембрану маркируют клеймом с указанием разрывающего давления. Преимущества мембран: минимальная инерция (высокая чувствительность к повышению давления); герметичность; отсутствие движущихся частей, пружин и других элементов, которые выходят из строя при эксплуатации; сохранение герметичности при нормальном технологическом процессе. Разрушающее действие мембран проверяют испытанием 10 % из партии мембран, изготовленных из одного листа. При разрушении хотя бы одной мембраны давлением, превышающим рабочее давление более чем на 25 %, всю партию мембран бракуют.

10.6.2. Арматура котлов и трубопроводов. Арматуру, применяемую для установки на трубопроводах котельного агрегата, в зависимости от назначения подразделяют на четыре класса: запорную, регулирующую, предохранительную и контрольную. Запорная арматура служит только для подключения и отключения отдельных участков трубопроводов. К классу запорной арматуры относятся задвижки и вентили. Задвижки имеют относительно небольшое гидравлическое сопротивление, требуют меньшего, чем вентили, усилия на открытие и закрытие, допускают протекание среды в обоих направлениях, имеют меньшую длину корпуса, чем вентили. К недостаткам задвижек относятся быстрый износ уплот-

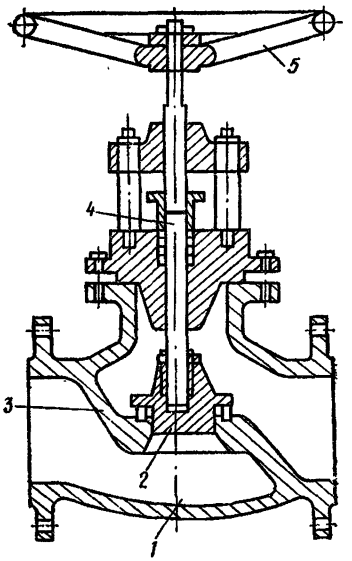


Рис. 10.37. Запорный фланцевый вентиль

1 — корпус; 2 — тарелка; *3* — перегородка; *4* — шпиндель; *5* — маховик

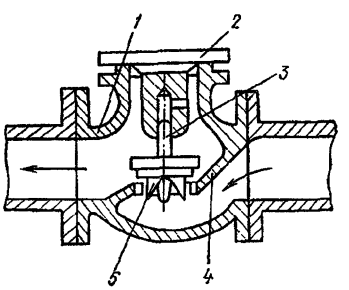


Рис. 10.38. Фланцевый обратный клапан

1 — корпус; *2* — крышка; *3* — хвостовик; *4* — перегородка; *5* — тарелка

нительных поверхностей и более сложная конструкция, чем у вентилей. На рис. 10.37 показана простейшая конструкция запорного фланцевого вентиля для пара и воды низкого и среднего давления (до 6,2 МПа). Вентили применяются только в тех случаях, когда требуется достигнуть особо плотного отключения трубопроводов (в основном для паропроводов). Установленная на трубопроводах запорная арматура должна иметь приводы, обеспечивающие их закрытие или открытие за время, установленное правилами эксплуатации. Вентили и задвижки выпускаются как с ручным, так и с электрическим приводом.

Регулирующая арматура предназначена для изменения или поддержания заданного давления или расхода среды. К такой арматуре относятся: регулировочные вентили, дроссельные клапаны, питательные клапаны, приборы для автоматического регулирования. Заметим, что использовать для регулирования запорную арматуру нельзя, так как вследствие большой скорости рабочей среды, образующейся при дросселировании, детали запорных органов быстро изнашиваются.

Предохранительная арматура служит для ограничения движения, расхода и направления движения среды. К ней

относятся: предохранительные клапаны на питательных линиях, автоматические быстрозапорные клапаны на паропроводах, обратные клапаны. Обратные клапаны пропускают среду только в одном направлении и автоматически закрываются при обратном ее движении. Устанавливают их на входе питательной воды в парогенератор для исключения возможности ее обратного движения из котла при падении давления в питательном трубопроводе. Обратные клапаны устанавливают также на напорных патрубках питательных насосов для предотвращения обратного движения воды при останове последних. На рис. 10.38 показано устройство фланцев обратного клапана.

К контрольной арматуре относятся указатели уровня воды и пробкоспускные краны. На трубопроводах устанавливают как чугунную, так и стальную арматуру. Установка чугунной арматуры регламентируется правилами Ростехнадзора в пределах параметров не выше 0,25—1,3 МПа и 150—300 °С в зависимости от диаметра. Для других случаев устанавливают стальную арматуру. Арматуру располагают в местах, удобных для обслуживания и ремонта.

10.7. ТЕПЛОВОЙ КОНТРОЛЬ И АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЦЕССОВ ГЕНЕРИРОВАНИЯ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

Управление работой основного и вспомогательного оборудования котельной осуществляет дежурный персонал в соответствии с инструкциями и правилами эксплуатации. В задачу персонала по обслуживанию оборудования котельной установки входит обеспечение в каждый момент времени равенства между количеством пара, вырабатываемого котлом, и его потреблением (нагрузкой). При этом должны поддерживаться на заданном значении те параметры, которые определяют нормальное протекание технологического процесса. Управление работой оборудования требует установки в котельной аппаратуры для контроля и управления. Такой аппаратурой являются контрольно-измерительные приборы, по которым осуществляется оперативное управление технологическими процессами, обеспечивающими надежную, безопасную и экономичную работу оборудования. Кроме того, по показаниям приборов получают исходные данные для составления отчета по работе агрегата в целом.

Технологическому контролю подлежат следующие параметры: расход и параметры вырабатываемого пара — давление и температура; расход питательной воды и ее давление и температура; температура уходящих газов и воздуха; показатели продуктов сгорания; давление воздуха, разрежение в топке и других пунктах газового тракта котельного агрегата; качество и количество сжигаемого топлива; качества воды и пара; расход электроэнергии на собственные нужды и др. Текущий контроль и ведение режима осуществляются по показывающим приборам. Для измерения параметров, необходимых при подсчете технико-экономических показателей, а также при последующем анализе причин нарушения режимов или аварий устанавливают регистрирующие приборы. Изменения количества пара, воды и электроэнергии, необходимые для отчетности, производят по расходомерам с суммирующими счетчиками. В современных котельных для удобства обслуживания оборудования приборы контроля и управления расположены на тепловых щитах. Управление работой котельного агрегата осуществляется дистанционно путем воздействия на отдельные механизмы и устройства (дымососы, вентиляторы и др.).

Расположение тепловых щитов может быть индивидуальным, групповым и централизованным. При *индивидуальном* управлении тепловые щиты устанавливают отдельно для каждого котельного агрегата. В этом случае их располагают вблизи перед фронтом котельного агрегата, что делает удобным сочетание дистанционного управления с возможностью непосредственного наблюдения за работой оборудования. Кроме того, индивидуальное расположение щитов позволяет использовать более простые и надежные механические устройства и приборы управления (штурвалы к запорной и регулирующей арматуре, сниженные указатели уровня воды, штурвалы к шиберам и др.). Все операции по обслуживанию котельного агрегата при индивидуальной системе управления осуществляет дежурный персонал, состоящий из двух человек. Один из них находится у теплового щита, другой ведет наблюдения за работой вспомогательных механизмов по месту их установки (местное обслуживание). Такая организация надежна, но не экономична.

Централизованная система управления является наиболее совершенной; она позволяет совмещать обслуживание всего

оборудования котельной с одного центрального щита. Однако при такой системе сохраняются функции местного управления (топливоподача, шлакозолоудаление, мазутное хозяйство и др.). Централизованная система управления требует значительных материальных затрат, поэтому в котельных агрегатах малой и средней производительности преимущественно применяют индивидуальную и групповую систему управления.

С введением механизации в котельные агрегаты, работающие на газообразных, жидких и пылевидных топливах, создаются предпосылки для перехода к полной автоматизации управления технологическими процессами. Автоматизация означает механизацию оперативного управления работой оборудования котельным агрегатом с помощью различных средств или устройств.

К таким устройствам кроме контрольно-измерительных приборов относятся следующие:

1) устройства дистанционного управления, предназначенные для воздействия на расстоянии на регулирующие и запорные органы котельных агрегатов, а также для пуска вспомогательного оборудования котельной — вентиляторов, дымососов, насосов, механических топок и т. п. Дистанционное управление осуществляется с помощью электродвигателей, электромагнитных приводов, гидравлических систем и др.;

2) устройства защиты, служащие для предохранения котельных агрегатов и вспомогательного оборудования от аварий;

3) автоматическое управление — устройства, назначением которых является автоматическое управление периодическими операциями, как, например, пуск оборудования топливоподачи, резервных насосов и т. п.;

4) автоматическая блокировка, к которой относятся устройства, ограждающие оборудование от неправильных операций, происшедших по ошибке персонала или вследствие аварии. В соответствии с этим блокировка разделяется на запретно-разрешающую и аварийную. Запретно-разрешающие блокировки предназначены для предотвращения неправильных включений или выключений механизмов. Аварийные блокировки служат для автоматического последовательного отключения механизмов или участков, расположенных по ходу технологического процесса до аварийно-отключающего механизма. Например, при остановке дымососа производится автоматическое отклю-

чение вентиляторов и топливоподачи в камеру сгорания; отключение дробилки на тракте топливоподачи приводит к остановке ленточных транспортеров, подающих в нее топливо и т. д. С помощью блокировок устанавливается также определенная последовательность включения и отключения механизмов;

5) автоматическое регулирование, осуществляемое с помощью авторегуляторов, назначением которых является поддержание параметров на заданном значении или изменяющихся по определенной программе;

6) сигнализация — технологическая и командная. Технологическая сигнализация разделяется на предупредительную, контрольную и аварийную. Предупредительная сигнализация служит для извещения персонала о возникших нарушениях нормального режима работы оборудования, связанных с изменением тех или иных параметров (давления и температуры перегретого пара, уровня воды в барабане и т. п.).

Контрольная сигнализация предназначена для извещения персонала в данный момент о работе или остановке оборудования, о положении запорных и регулирующих органов и др. Аварийная сигнализация извещает персонал о происшедшей аварийной остановке оборудования. Предупредительную и аварийную сигнализацию выполняют световой и звуковой (сирены), а контрольную сигнализацию — обычно световой. Командная сигнализация осуществляется с помощью световых табло и применяется для передачи однотипных, наиболее часто повторяющихся сигналов (команд) от одного оперативного поста к другому. Таким образом, в автоматизированном котельном агрегате оснащенность аппаратурой автоматического контроля и управления увеличивается, что способствует повышению производительности труда и значительному сокращению количества персонала, обслуживающего оборудование.

Применение автоматических устройств защиты и блокировок технологически взаимосвязанных механизмов позволяет повысить надежность работы оборудования и сократить количество аварий. Кроме того, при автоматизации работы котельного агрегата увеличивается экономичность его работы вследствие более точного поддержания параметров пара и более экономичного ведения процесса горения топлива. Основной задачей автоматизации процесса горения, в частности автоматического регулирования, является поддержание давления пара на задан-

ном значении путем воздействия на подачу топлива в топку при изменении нагрузки котла. Для обеспечения экономичности работы топочного устройства одновременно изменяется количество подаваемого воздуха. В соответствии с изменением подачи топлива и воздуха осуществляется воздействие на дымосос для поддержания заданной величины разрежения в топке. Таким образом, в систему автоматического регулирования процесса горения входят регуляторы давления, соотношения «топливо — воздух» или «пар — воздух» и разрежения.

Устройства для автоматизации питания котельного агрегата водой обеспечивают поддержание величины изменения уровня воды в барабане котла в определенных заданных пределах. Для этого необходимо соответствие между количеством подаваемой воды в котельный агрегат и количеством расходуемого из него пара. Изменение уровня, характеризующее нарушение указанного соответствия, используется в качестве основного импульса в регуляторах питания. В современных котельных агрегатах, имеющих сравнительно малый водяной объем, надежное регулирование питания только по уровню воды не обеспечивается, так как при резких изменениях нагрузки возможны значительные колебания уровня, вызывающие опасность упуска воды или, наоборот, заброса ее в паропровод или пароперегреватель. В связи с этим в настоящее время разработаны наиболее совершенные двух- и трехимпульсные авторегуляторы питания; в двухимпульсных — регулятор питания воспринимает импульс по уровню воды в барабане котла и по расходу пара из него, в трехимпульсных — по расходу пара и расходу воды. При наличии пароперегревателя и необходимости регулирования температуры пара на выходе из него применяют специальный регулятор температуры, воздействующий на охлаждающую воду, поступающую в пароохладитель.

Система автоматического регулирования непрерывной продувки предназначена для поддержания постоянного солесодержания котловой воды. Основной импульс на регулятор передается от датчика солемера котловой воды, второй импульс поступает от дифманометра, воспринимающего изменение расхода пара в котельном агрегате. Регулятор воздействует на клапан непрерывной продувки, изменяя величину непрерывной продувки при отклонении солесодержания котловой воды от установленной нормы.

Для комплексной автоматизации с паровыми котельными агрегатами, работающими на газообразном или жидком топливе, применяют некоторые схемы автоматизации котельных агрегатов. На рис. 10.39 показана схема комплексной автоматизации газомазутного котельного агрегата ГМ-10-13. Схема выполнена с использованием электрогидравлической аппаратуры автоматического регулирования и безопасности. Электрогидравлическая система регулирования процесса горения состоит из трех регуляторов (давления пара, соотношения «топливо — воздух» и разрежения), скомпонованных в одном корпусе. Регуляторы через электрогидравлическое реле с помощью гидравлических поршневых сервомоторов воздействуют на регулирующие органы, изменяющие подачу воздуха, топлива и продуктов сгорания.

Для регулирования питания котельного агрегата водой в схеме автоматизации предусмотрен поплавковый регулятор уровня прямого действия типа РУ-2, воздействующий на питательный клапан. Предусмотрена также установка управляющего прибора-автомата пусковой блокировки и защиты котла при погасании факела (УПАЗФ). Действие прибора основано на явлении флуктуации светового и теплового излучения пламени. Этот метод позволяет отказаться от постоянно действующих запальных горелок и осуществить полную автоматизацию процессов растопки котлоагрегата. При растопке котла нажатием кнопки КП подается напряжение на электромагнитный клапан ЭМК и бобину Б-17; воспламеняется газ на выходе из запальной горелки и образуется факел для поджигания газовоздушной смеси в

→

Рис. 10.39. Принципиальная схема автоматизации котельного агрегата ГМ-10-13

1 — центральный щит; *2* — пульт управления; *3* — анализатор давления; *4* — клапан блокировки «газ — воздух»; *5* — соленоидный клапан; *6* — расходный бак; *7* — регулятор давления; *8* — топливный насос; *9* — клапан-отсекатель; *10* — регулятор уровня; *11* — регулятор температуры; *12* — сервомотор; *13* — регулирующая заслонка; *14* — баллон с газом; *15* — запальная горелка; *16* — фотодатчик; *17* — вентилятор; ЭКТ — электроконтактный термометр; ЭКМ — электроконтактный манометр; ЭГР — электрогидравлическое реле; АГКММ — колонка регулирования процесса горения; РП — реле промежуточное; ПУ — переключатель уровня; ПМ — пускатель магнитный; КП и КС — клапан управления «пуск» и «стоп»; РВ — реле выключающее; ДП-278 — дифманометр поплавковый; УПАЗФ — управляющий прибор автомата пусковой блокировки и защиты котла при погашении факела; ВУ; НУ — верхний и нижний уровни

Условные обозначения
Перегретый пар
Насыщенный пар
Механическая связь
Электрическая связь
Импульсная связь
Воздух
Мазут
Газ
Вода
Из цистерны
От ГРП
Пар н.д.
Пар в.д.
К экономай-зеру
ДЛ-278
ЭЖТ
ЭПК
ЭЖК
ЭГР
АГКМ
ПМ
ВУ
НУ
ВПУ
ВПП
ВРП
ВРД
ВРЛ
ВВ
ЭКП
ЭКЛ
ЭЖМ
ЭПЛ
ЭЖЛ
ЭЖТ
ЭПЛ
КП
КС
ПУ
2ПУ
2РП
3РП
4РП
5РП
6РП
7РП
УПЛЗ
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17

рабочей горелке. По факелу запальной горелки фотодатчик дает сигнал на управляющий прибор, на выходе которого стоит электромагнитное реле РП. Контактом этого реле РП включается соленоидный клапан на подаче газа к рабочим горелкам. После включения рабочей горелки запальная горелка отключается, и контроль за процессом горения ведется только по основному факелу.

Безаварийная работа котельного агрегата обеспечивается приборами автоматики безопасности. С помощью этой автоматики газ, подаваемый к основным горелкам, выключается в следующих случаях: а) при падении давления газа в трубопроводах ниже допустимых пределов; б) при остановке дутьевого вентилятора; в) при повышении давления пара в барабане котельного агрегата выше допустимого; г) при понижении разрежения в топке до нуля; д) при повышении или снижении уровня в барабане котлоагрегата соответственно до верхнего или нижнего предельных положений; е) при погасании дежурной горелки; ж) при обрыве электрической цепи автоматики безопасности. Одновременно с автоматическим выключением газа при аварийных состояниях подается звуковой сигнал и на щите управления зажигается световое табло с указанием причины выключения.

Глава 11. ТЯГОДУТЬЕВЫЕ УСТРОЙСТВА

11.1. НАЗНАЧЕНИЕ И ВИДЫ ДУТЬЕВЫХ И ТЯГОВЫХ УСТАНОВОК

Рабочий процесс в котельном агрегате связан с необходимостью непрерывной подачи воздуха в топочную камеру (для горения топлива) и перемещения продуктов сгорания с определенной скоростью по газоходам с последующей эвакуацией их из агрегата. При движении воздуха по воздуховодам и продуктов сгорания по газоходам возникают аэродинамические сопротивления, зависящие от скоростей воздуха и продуктов сгорания. На преодоление сопротивлений затрачивается определенное количество энергии. В котельных агрегатах используют различные способы организации подачи воздуха и эвакуации продуктов сгорания из агрегата в атмосферу. Подача воздуха и отвод продуктов сгорания в котлах малой мощности осуществляются

за счет естественной тяги, создаваемой дымовой трубой. Естественная тяга возможна при относительно высоких температурах продуктов сгорания, которые могут преодолеть небольшие сопротивления (50—60 Па) газовоздушного тракта. Поэтому использование естественной тяги ограничивается установками малой мощности без хвостовых поверхностей нагрева.

В случаях когда естественная тяга для преодоления воздушных и газовых сопротивлений котлоагрегата недостаточна, применяют специальные механизмы, с помощью которых осуществляется так называемая уравновешенная искусственная тяга. При этом способе для преодоления сопротивлений воздушного тракта и подачи воздуха устанавливают дутьевые вентиляторы. Преодоление аэродинамических сопротивлений по всему газовому тракту котлоагрегата и удаление продуктов сгорания в атмосферу производятся дымососами. Они создают во всех газоходах разрежение, минимальная величина которого в верхней части топочной камеры составляет около 20 Па. Благодаря разрежению в котельных агрегатах создаются благоприятные санитарно-технические условия для работы обслуживающего персонала. К недостаткам указанного способа организации тягодутьевого хозяйства относится наличие присосов в топке и газоходах котельного агрегата.

На основе аэродинамического расчета котельных установок, проводимого после его теплового расчета, определяют аэродинамические сопротивления воздушного и газового трактов и выбирают дутьевые и тяговые устройства. При этом известными являются скорости, температуры, расходы воздуха и продуктов сгорания по отдельным трактам. По конструктивным чертежам котельных установок определяют геометрические размеры и живые сечения рассчитываемых элементов газовоздушного тракта установки. Расчеты по определению аэродинамических сопротивлений, как правило, производят при номинальной нагрузке котельного агрегата.

11.2. ЕСТЕСТВЕННАЯ ТЯГА В ГАЗОВОЗДУШНОМ ТРАКТЕ КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Движущая сила, обусловленная разностью статических давлений между поступающим в топочную камеру воздухом и покидающими котельную установку продуктами сгорания, на-

зывается *естественной тягой*. Простейшим тяговым устройством для создания естественной тяги служит дымовая труба (рис. 11.1). Во время работы установки все газоходы котельного агрегата и дымовая труба до ее верхнего устья заполнены продуктами сгорания с высокой температурой $t_{ух}$ и плотностью ρ. Высота столба этих газов соответствует высоте трубы H.

Дымовая труба создает движущую силу — силу тяги, необходимую для преодоления гидравлических сопротивлений газового тракта котельного агрегата. Силу тяги определяют из соотношения

$$s = 2{,}7gH\left(\frac{\rho_в^0}{273+t_в} - \frac{\rho_г^0}{273+\bar{t}_{ух}}\right)B. \qquad (11.1)$$

Из уравнения (11.1) следует, что сила тяги тем больше, чем выше дымовая труба и больше температура уходящих газов и чем ниже температура наружного воздуха. При рассмотрении естественной тяги для упрощения не было учтено явление самотяги в газоходах котлоагрегата. Следует заметить, что газоход котельного агрегата, заполненный продуктами сгорания, можно рассматривать как дымовую трубу небольшой высоты, в которой развивается собственная сила тяги, называемая *самотягой*. Величину последней определяют из выражения

$$s_{сам} = p_c' = 2{,}7gh\left(\frac{\rho_в^0}{273+t_в} - \frac{\rho_г^0}{273+\frac{t'+t''}{2}}\right)B, \qquad (11.2)$$

где h — высота газохода, м; t', t'' — температуры продуктов сгорания на входе и на выходе данного газохода, °С.

Очевидно, что во всех газоходах, в том числе и в топочной камере, где продукты сгорания имеют восходящее движение, величина требуемой силы тяги на преодоление аэродинамических сопротивлений уменьшается на величину самотяги. Наоборот, в тех газоходах, где газы движутся сверху вниз, величина необходимой силы тяги должна быть повышена на величину самотяги, поскольку самотяга в опускных газоходах препятствует движению в них продуктов сгорания газов. В современных котельных агрегатах, отличающихся значительной высотой газоходов, суммарная самотяга по всему котельному агрегату может составить довольно значительную величину. В связи с этим при расчете

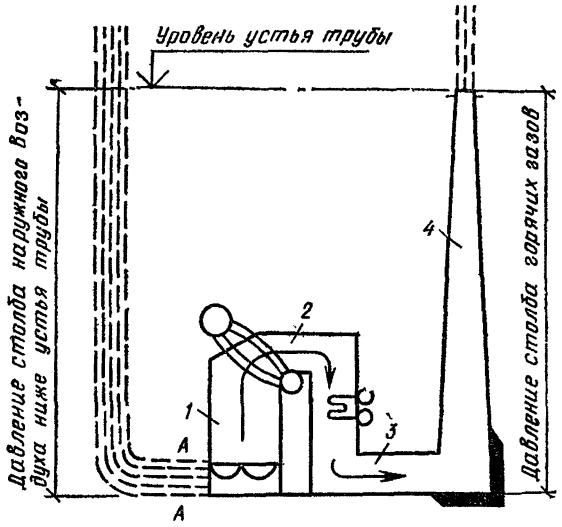


Рис. 11.1. Схема действия естественной тяги
1 — топочная камера; *2* — газоход котла;
3 — дымоход; *4* — дымовая труба

сопротивления газового тракта необходимо учитывать самотягу как величину, способную существенно уменьшить расчетную силу тяги.

11.3. ИСКУССТВЕННАЯ ТЯГА В ГАЗОВОЗДУШНОМ ТРАКТЕ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

В современных котельных установках при значительном снижении температуры уходящих продуктов сгорания и больших аэродинамических сопротивлений применяют уравновешенную искусственную тягу с установкой дымососов и дутьевых вентиляторов. В этом случае основным назначением дымовой трубы является отвод и рассеивание продуктов сгорания в атмосфере на высоте, определяемой санитарно-гигиеническими и противопожарными требованиями. В задачу расчета искусственной тяги входят выбор типа дымососов и вентиляторов, определение необходимой их характеристики, конструктивных размеров дымовой трубы, а также расхода электроэнергии на тягу и дутье. Тяговые и дутьевые установки рассчитывают на максимальную

нагрузку котельного агрегата (номинальную производительность) с целью обеспечения нормальной его работы при всех возможных режимах.

Необходимую производительность дымососа определяют исходя из количества газов, покидающих котлоагрегат, с учетом присоса воздуха на пути до дымососа и с введением поправки на действительную температуру продуктов сгорания.

Расчетное полное давление дымососа или вентилятора равно:

$$p_{\text{расч}} = \beta_2 \Sigma p_{\text{п}},$$

где β_2 — коэффициент запаса по давлению, принимаемый равным 1,2; $\Sigma p_{\text{п}}$ — перепад полного давления газового тракта с учетом самотяги трубы или воздушного тракта, Па.

Перепад полного давления газового тракта $\Sigma p_{\text{п}}$ равен величине суммарных сопротивлений, преодоление которых должен обеспечить дымосос. Эти суммарные сопротивления должны быть больше на величину разрежения вверху топочной камеры, т. е. на 20—40 Па. Давление вентилятора при уравновешанной тяге должно обеспечить преодоление всех суммарных сопротивлений воздушного тракта от входного патрубка вентилятора до топки, включая ее сопротивление и учитывая самотягу. Эти суммарные сопротивления должны быть меньше на величину разрежения вверху топки, создаваемого дымососом, т. е. на 20—40 Па.

11.4. ВЫБОР ДЫМОСОСОВ И ВЕНТИЛЯТОРОВ И ИХ КОМПОНОВКА

При выборе дымососов и вентиляторов ориентируются на характеристики давлений дымососов и вентиляторов, устанавливающие связь между производительностью G и давлением p при заданной частоте вращения и плотности перемещаемого рабочего тела. Характеристики представляют собой графики, на оси ординат которых указано полное давление p, а на оси абсцисс — производительность G в тыс. м^3/ч. При этом полученное по расчету полное давление дымососа и вентилятора необходимо привести к условиям, для которых дана заводская характеристика машины, т. е. $\rho_{\text{зав}}$, $B_{\text{бар зав}}$ и $t_{\text{зав}}$.

$$P_{\text{прив}} = P_{\text{расч}}(\rho_{\text{зав}}/\rho_0)[(273 + t_{\text{расч}})/(273 + t_{\text{зав}})](B_{\text{бар зав}}/B_{\text{бар}}),$$

где ρ_0 (при 0 °С, 760 мм рт. ст.), $t_{\text{расч}}$ и $B_{\text{бар}}$ — соответственно плотность среды, температура и барометрическое давление при расчетных условиях.

Для дымососов, работающих на продуктах сгорания твердых топлив, для уменьшения износа лопаток частоту вращения дымососа выбирают не выше 750 мин$^{-1}$ при $G_р > 75\ 000$ м^3/ч и не выше 970 мин$^{-1}$ при $G_р < 75\ 000$ м^3/ч. Дымососы и вентиляторы одностороннего всасывания изготовляют двух типов: ВД — дутьевые вентиляторы, применяемые при температуре всасывающего воздуха около 20 °С, и Д — дымососы, удаляющие продукты сгорания с температурой до 250 °С. Дымососы Д и дутьевые вентиляторы ВД изготовляют прямого и левого вращения. На рис. 11.2 приведены напорные характеристики, составленные заводами-изготовителями, для выбора дымососов и вентиляторов. Ось ординат имеет две шкалы: одна применяется для подбора дутьевых вентиляторов при температуре воздуха 20 °С и барометрическом давлении 760 мм рт. ст.; другая — для подбора дымососов при температурах уходящих газов 200 °С и барометрическом давлении 760 мм рт. ст. На характеристиках выделены эксплуатационные зоны, т. е. области режимов работы машины с КПД не ниже $\eta = 0{,}83\ \eta_{макс}$. Для машин производительностью до 25 000 м^3/ч эта величина может быть снижена до $\eta = 0{,}75\ \eta_{макс}$.

Мощность (в Вт), потребляемую дымососом или вентилятором на валу машины, определяют по формуле

$$N = Gp_п/\eta,$$

где G — производительность дымососа или вентилятора, м^3/с; $p_п$ — полное давление дымососа или вентилятора, Па; η — КПД дымососа или вентилятора.

При выборе двигателя для привода дымососа или вентилятора вводится коэффициент 1,1 (запас по мощности 10 %).

Компоновка дымососов или вентиляторов в помещениях котельных весьма разнообразна. Современные котельные агрегаты большой и средней мощности оборудуют индивидуальной дутьевой и дымососной установкой. Котлоагрегаты большой производительности имеют по два вентилятора и дымососа; на котлоагрегатах средней производительности устанавливают по одному вентилятору и дымососу. В помещениях, где установлены котельные установки малой производительности, допускается применение централизованной тягодутьевой установки, обслуживающей несколько работающих котлов и имеющей по два дымососа и вентилятора (один из них резервный). Дымосо-

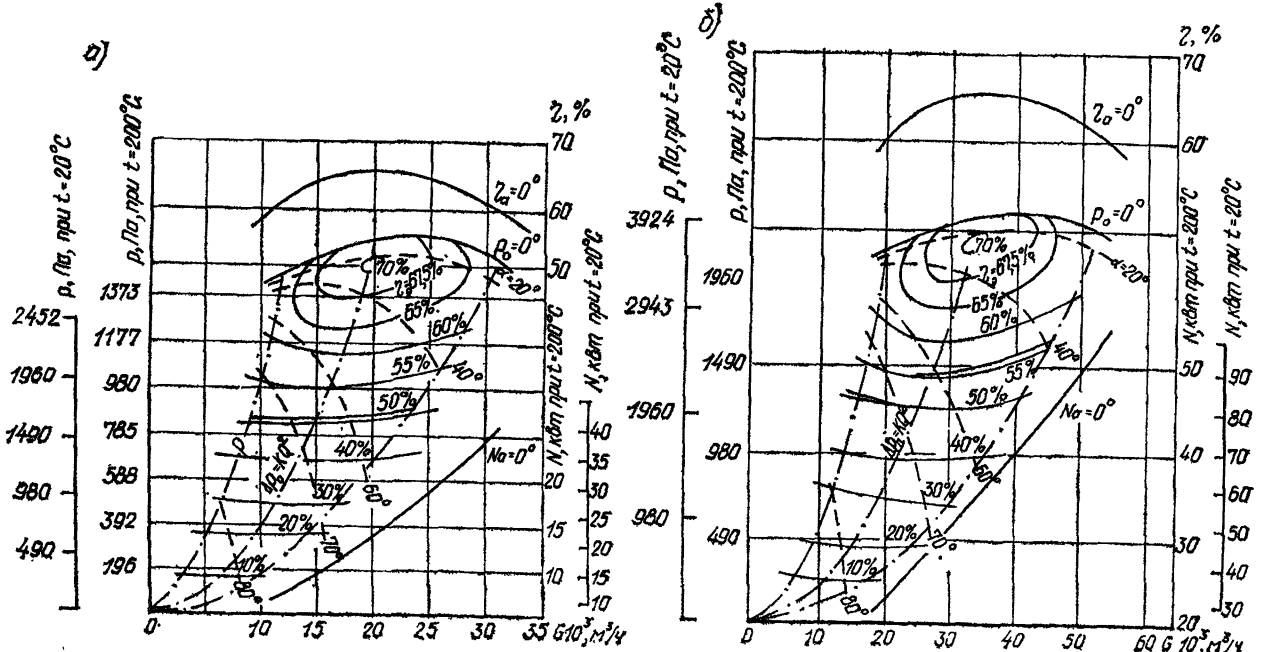


Рис. 11.2. Характеристики дымососов и вентиляторов с осевыми направляющими аппаратами

а — вентилятор ВД-10 и дымосос Д-10: $n = 970$ мин$^{-1}$, $p = 760$ мм рт. ст. (0,1 МПа);

б — вентилятор ВД-12 и дымосос Д-12: $n = 970$ мин$^{-1}$, $p = 760$ мм рт. ст. (0,1 МПа)

сы и вентиляторы размещают, как правило, на нулевой отметке (нижнее расположение). Иногда эти агрегаты устанавливают в вверхней зоне на специальных площадках (верхнее расположение); такая компоновка усложняет обслуживание и удорожает стоимость здания.

Всасывающие патрубки дымососов присоединяют или непосредственно к дымоходу, отводящему продукты сгорания от котлоагрегата, или к общему дымоходу (борову) перед дымовой трубой, а нагнетательные патрубки дымососов присоединяют с помощью диффузоров непосредственно к дымоходу. При установке одного дымососа предусматривают обводной канал, соединяющий котельную установку с дымовой трубой; на этом канале устанавливают шиберы, которые закрываются при работе дымососа. Дымоходы и воздуховоды могут быть подземными и надземными. Подземные воздуховоды, как и дымоходы, — прямоугольного сечения выполнены из кирпича и бетона. Надземные воздуховоды чаще всего изготовляют из металла круглого или прямоугольного сечения.

Сечение воздуховодов определяют исходя из скорости движения воздуха, принимаемой в пределах 6—10 м/с. Для кирпичных боровов скорость движения продуктов сгорания принимают 2—6 м/с, а для стальных газоходов — 8—10 м/с. На всасывающем и нагнетательном патрубках каждого дымососа и вентилятора устанавливают шиберы для отключения агрегатов (в случае необходимости). Между дымососами и вентиляторами делают проходы шириной не менее 800 мм для их осмотра, ремонта и обслуживания.

11.5. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЯГОДУТЬЕВЫХ УСТАНОВОК

При изменении режима работы котельного агрегата возникает необходимость по регулированию тягодутьевых установок, что достигается выбором рационального способа регулирования работы дымососов и вентиляторов. При искусственной тяге на привод дымососов и вентиляторов расход электроэнергии составляет 30—70 % расхода энергии на собственные нужды котельного агрегата. Необходимо поэтому при проектировании как самих котлоагрегатов, так и тягодутьевых установок предусматривать такую конфигурацию газовых и воздушных трактов, которые имели бы минимальные аэродинамические сопротив-

ления. Уменьшения расхода электроэнергии можно достигнуть выбором рационального способа регулирования работы дымососов и вентиляторов. При искусственной тяге применяют следующие способы регулирования: дросселированием, изменением частоты вращения дымососа и вентилятора, направляющими аппаратами.

Самым простым, но и самым неэкономичным является *дроссельное* регулирование — введение в газовоздушный тракт дополнительного сопротивления, создаваемого с помощью шибера. При этом изменяется характеристика газовоздушного тракта, которая приводит к изменению работы дымососа и вентилятора (рис. 11.3). Как видно из рис. 11.3, при изменении расхода продуктов сгорания (или воздуха) до величины G_2 (точка a) и регулировании дросселированием при постоянной частоте вращения происходит значительная потеря давления на дросселирование, равная отрезку $a—c$. Таким образом, часть давления, развиваемого дымососом или вентилятором, бесполезно теряется в дросселирующих органах и возрастает расход электроэнергии.

Более выгодным является регулирование изменением частоты вращения дымососа и вентилятора. При регулировании изменением частоты вращения для нового расхода G_2 давление дымососа (вентилятора), уменьшается (точка c).

Недостатком регулирования работы тягодутьевых машин изменением частоты вращения является необходимость применения электродвигателей с регулируемой частотой вращения, которые имеют большую стоимость, чем короткозамкнутые.

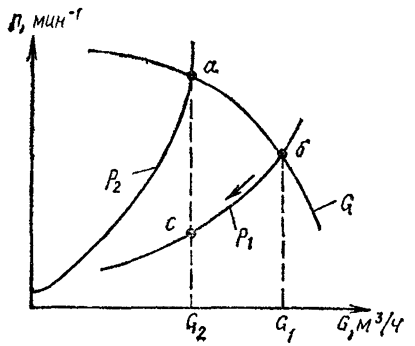


Рис. 11.3. Характеристика дымососа (вентилятора) при регулировании дросселированием (потеря на дросселе *ac*) и изменением частоты вращения (кривая *бс*)

Применение гидромуфт также высокоэффективный метод, однако они дороги и сложны в эксплуатации. Поэтому производительность дымососов и вентиляторов наиболее часто регулируют *направляющими лопаточными аппаратами* путем изменения угла поворота лопаток, устанавливаемых на всасывающей стороне дымососа и вентилятора. Имеется несколько типов направляющих аппаратов; самым распространенным является осевой направляющий аппарат (рис. 11.4), устанавливаемый к дымососу или вентилятору. Этот аппарат состоит из поворотных лопаток *2*, которые могут поворачиваться вокруг своих радиальных осей *3*. Расход продуктов сгорания (воздуха) регулируется одновременным поворотом лопаток с помощью рычагов *5*, связанных с кольцом *4*, приводимым в движение рукояткой *6*. По мере поворачивания лопаток поток продуктов сгорания (воздуха) закручивается в направлении вращения ротора, вызывая снижение производительности дымососа (вентилятора). Для котельных агрегатов малой мощности успешно используют упрощенные направляющие аппараты (рис. 11.5) с одной поворотной лопаткой *2*, устанавливаемой на прямом участке всасывающего короба *1* дымососа (вентилятора). Такое устройство отличается простотой и в то же время дает экономию

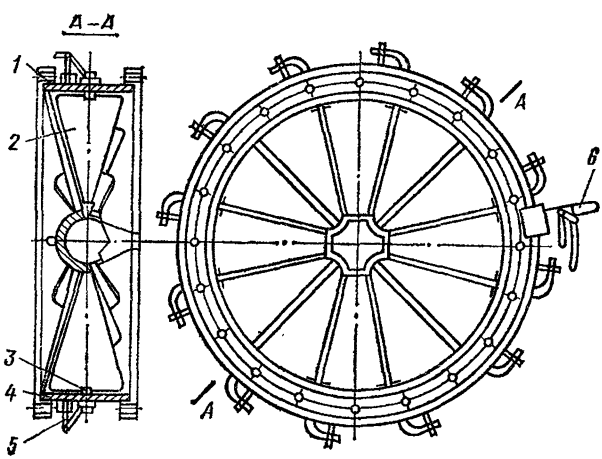


Рис. 11.4. Направляющий аппарат осевого типа
1 — всасывающий патрубок; *2* — поворотные лопатки; *3* — радиальные оси; *4* — кольцо; *5* — рычаг для поворота лопаток; *6* — рукоятка

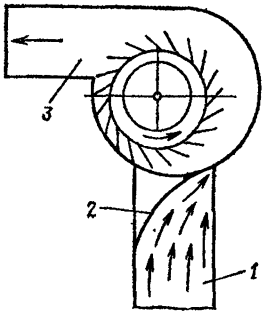


Рис. 11.5. Упрощенный направляющий аппарат с одной поворотной лопаткой
1 — всасывающий короб: *2* — поворотная лопатка; *3* — нагнетательный короб

электроэнергии 20—30 % по сравнению с регулированием заслонкой (дросселированием).

11.6. ДЫМОВЫЕ ТРУБЫ

Дымовые трубы работают в сложных условиях: при перепадах температуры, давления, влажности, агрессивном воздействии дымовых газов, ветровых нагрузках и нагрузках от собственной массы. Дымовые трубы выполняют кирпичными, железобетонными и металлическими. На рис. 11.6 показана *кирпичная* дымовая труба. Основными элементами дымовой трубы являются: фундамент трубы *1* (цоколь) и ствол *2*. Кладка последнего состоит из отдельных звеньев высотой 5—7 м различной толщины, уменьшающейся постепенно кверху. Минимальная толщина стенок верхнего звена трубы 180—250 мм. Для придания устойчивости снаружи труба имеет форму усеченного конуса (с конусностью 0,02—0,03). Для предохранения кирпичной кладки трубы от действия горячих газов нижнюю часть трубы обкладывают футеровкой *4* из огнеупорного кирпича, оставляя небольшой зазор между основной кладкой и футеровкой для свободного расширения последней. В цоколе предусматривают не более двух вводов для боровов (дымоходов). При введении в дымовую трубу нескольких боровов внутри выкладывают направляющие перегородки (рассечки). В боровах и у основания дымовой трубы предусмотрены отверстия — лазы для удаления золы. В соответствии со СНиП II-35-76 «Котельные установки» кирпичные, железобетонные и стальные трубы выбираются по высоте в соответствии с нормируемым рядом п. 7.16 и диаметром устья п. 7.17.

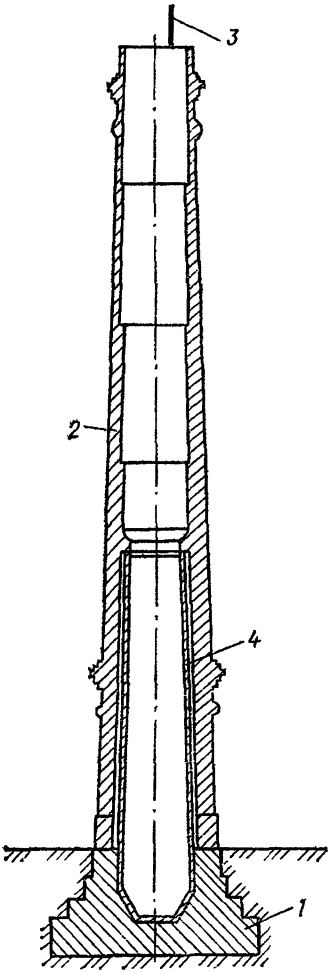


Рис. 11.6. Кирпичная дымовая труба
1 — цоколь; *2* — ствол трубы; *3* — молниеотвод; *4* — футеровка

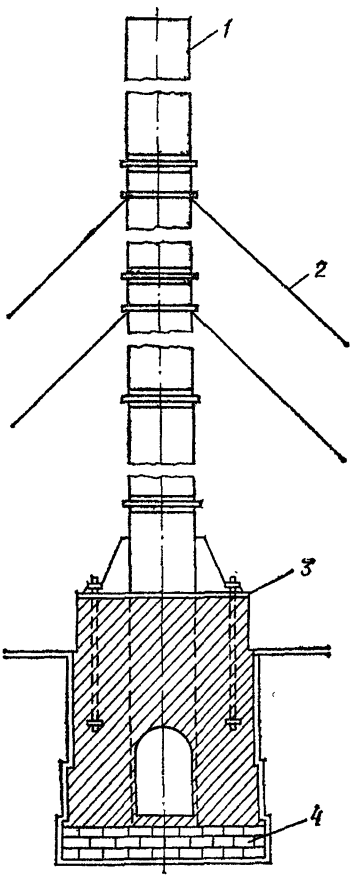


Рис. 11.7. Стальная дымовая труба
1 — ствол трубы; *2* — растяжки; *3* — чугунная плита; *4* — фундамент

Железобетонные трубы, футерованные по всей высоте, применяют обычно для котельных агрегатов большой мощности. Кирпичные и железобетонные трубы большой высоты имеют высокую стоимость при их сооружении, поэтому одну трубу

ставят для нескольких котельных агрегатов. *Металлические* дымовые трубы (рис. 11.7) изготовляют из стальных листов толщиной от 3 до 15 мм. Труба состоит из отдельных звеньев, соединенных между собой сварными швами. Ствол трубы *1* установлен на чугунной плите *3*. Устойчивость трубы достигается с помощью растяжек *2* из круглой стали диаметром 5—7 мм, прикрепленных к кольцам. Растяжки укрепляют на высоте $^2/_3$ трубы. Стальные трубы сооружают высотой не более 30—40 м. Согласно санитарно-техническим нормам, сооружение дымовой трубы высотой 30 м допускается при суточном расходе многозольного топлива до 5 т/ч. Срок службы стальных труб до 10 лет, и он значительно сокращается при сжигании высокосернистых топлив. Быстрый износ труб до 3—4 лет происходит вследствие коррозии, и в этом случае их не следует применять.

В целях предупреждения проникновения дымовых газов в толщу конструкций кирпичных и железобетонных труб не допускается положительное статическое давление на стенки газоотводящего ствола. Для этого должно выполняться условие $R < 1$

$$R = \frac{(\lambda + 8i)h_0}{(\gamma_в - \gamma_г)d_0},$$

где R — определяющий критерий; λ — коэффициент сопротивления трению; i — постоянный уклон внутренней поверхности верхнего участка трубы; $\gamma_в$ — плотность наружного воздуха при расчетном режиме, кг/м^3; d_0 — диаметр выходного отверстия трубы, м; h_0 — динамическое давление газа в выходном отверстии трубы, кг/см^2:

$$h_0 = \frac{\gamma_г}{2g} W_0^2,$$

здесь W_0 — скорость газов в выходном отверстии трубы, м/с; g — ускорение силы тяжести, м/с^2; $\gamma_г$ — плотность газа при расчетном режиме, кг/м^3.

Проверочный расчет должен производиться для зимнего и летнего расчетных режимов работы котельных.

При $R > 1$ следует увеличить диаметр трубы или применить трубу специальной конструкции (с внутренним газонепроницаемым газоотводящим стволом и футеровкой).

Образование конденсата в стволах кирпичных и железобетонных труб, отводящих продукты сжигания газообразного топлива, при всех режимах работы не допускается.

При расчете естественной тяги определяют высоту и диаметр дымовой трубы. Если высота трубы задана, то рассчитывают диаметр трубы и величину суммарных сопротивлений газового тракта от топки до трубы, которые могут быть преодолены за счет естественной тяги. Диаметр трубы при естественной тяге определяют исходя из суммарного количества газов, покидающих котельные агрегаты, подключенные к трубе, и скорости газов на выходе из нее. Последнюю выбирают равной не менее 4 м/с во избежание «задувания» трубы (обычно эта скорость лежит в пределах 6—10 м/с).

Глава 12. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ ОТ ВРЕДНЫХ ГАЗООБРАЗНЫХ И ЖИДКИХ ВЫБРОСОВ

12.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

С ростом промышленного производства увеличивается загрязнение атмосферы Земли и ее водоемов вредными химическими соединениями, содержащимися в выбрасываемых продуктах сгорания и различных жидких стоках. Дальнейшее развитие промышленности, рост городов и поселков городского типа требуют опережающего развития энергетики, причем основная роль в этом принадлежит в настоящее время источникам энергии, сжигающим органическое топливо. При производстве тепловой энергии в виде пара или горячей воды расходуются в больших количествах два основных рабочих вещества — топливо и вода. В настоящее время ежегодно в мире сжигается свыше 10 млрд т у. т.; если принять ориентировочно, что при сжигании 1 кг топлива образуется около 10 м^3 продуктов сгорания, то можно оценить общий выброс через дымовые трубы электро- и теплостанций и промышленных печей в атмосферу Земли. Выброс составит около 10^{14} м^3 продуктов сгорания.

На нужды теплоэнергетики ежегодно расходуется около 250 км^3/год воды, причем безвозвратные потери составляют около 15 км^3/год, а остальная вода сбрасывается и несет в себе

различные химические вредные для окружающей природы соединения. В настоящее время на каждого жителя промышленно развитых стран приходится ежегодно свыше 2,25 кг различных загрязнителей, выбрасываемых через дымовые трубы, в том числе 1,5 кг/чел газообразных и 0,75 кг/чел твердых. В реках и озерах вследствие сбросов постоянно возрастают солесодержание и концентрация различных химически активных веществ, вредно влияющих на флору и фауну водоемов.

12.1.1. Источники и виды загрязнения атмосферного воздуха. Во всем мире при сжигании различных видов органического топлива трубы промышленных предприятий выбрасывают огромное количество продуктов сгорания (дымовых газов). За каждые 12—14 лет происходит удвоение объема выбрасываемых токсичных веществ. В продуктах сгорания, выбрасываемых в атмосферу, содержатся вредные компоненты, основными из которых являются: 1) твердые частицы при сжигании твердого и жидкого топлива; 2) газообразные окислы серы SO_2 и SO_3; 3) окислы азота NO_x; 4) оксид углерода CO; 5) диоксид углерода CO_2; 6) углеводороды; 7) бенз-а-пирен. Обычно зола топлива не содержит токсичных веществ. Однако в золе донецких антрацитов содержится незначительное количество мышьяка, в золе кузнецких углей — диоксид кремния, в зоне канско-ачинского угля — свободный оксид кальция.

Одним из основных видов топлива, сжигаемого в котельных установках, является уголь. В нем содержатся различные минеральные негорючие примеси, которые, балластируя уголь, уменьшают его теплоту сгорания, снижают интенсивность и полноту сгорания и обусловливают высокую концентрацию летучей золы в продуктах сгорания. Так, например, при работе котельной с тремя котлами ДКВР-20-13 на низкосортном подмосковном угле марки Б с зольностью 37 % сжигается 1,65 кг/с угля и при этом образуется свыше 2 т/ч золы. Если только 15 % золы будет выбрасываться в атмосферу, а остальные 85 % — оседать в газоходах котла и улавливаться золоуловителями, то количества выбрасываемой золы будет достаточно, чтобы в течение 300 сут работы покрыть слоем золы в 1,5 мм толщиной площадь вокруг котельной в радиусе 3 км. Всего будет выброшено в атмосферу за это время около 2400 т золы.

В последние годы в связи с быстрым ростом энергетики меняется топливный баланс и все большее внимание уделяется

низкосортным углям, имеющим повышенное содержание серы и сернистые мазуты, что приводит к резкому увеличению выбрасываемых в атмосферу окислов серы. Простейший расчет показывает, что при среднем содержании серы в топливе всего 0,5 % и сжигании 10 млрд т условного топлива в мире в реакцию горения вступит 50 млн т серы и в атмосферу Земли будет выброшено около 100 млн т SO_2 или 125 млн т SO_3.

Обычно при правильно организованном сжигании топлива в топке котла количество образовавшегося оксида углерода должно быть близким к нулю и в результате происходящей реакции полного горения образуется CO_2. При некачественной организации топочного процесса, особенно при пониженных или переменных нагрузках котла, могут происходить неполное сжигание углеводородов и, следовательно, их выброс через дымовую трубу в атмосферу (CH_4, C_2H_6 и т. д.). Бенз-а-пирен обычно при сжигании топлива в топках котлов образуется в небольших количествах. Основным его поставщиком в атмосферу являются двигатели автомобилей, особенно с плохо отлаженной системой воспламенения и сжигания топлива.

12.1.2. Предельно допустимые концентрации вредных веществ в атмосфере. Наиболее опасными по степени воздействия на организм человека и выбрасываемыми в значительных количествах с продуктами сгорания являются: 1) оксид углерода CO; 2) оксиды серы SO_2 и SO_3 и 3) оксиды азота NO_x. При вдыхании воздуха с содержанием в нем 0,04 % оксида углерода в крови человека в соединение с ним вступает до 30 % гемоглобина крови, а при содержании 0,1 % CO в соединение с ним вступает до 50 % гемоглобина, что очень вредно сказывается на здоровье человека. При содержании в воздухе CO до 0,4—0,5 % вдыхание воздуха уже в течение нескольких минут опасно для жизни. Опасность усугубляется тем, что оксид углерода не обладает ни запахом, ни цветом. Очень вредно воздействует оксид углерода уже при небольших содержаниях на физиологические центры человека, что сказывается, в частности, на способности человека управлять автомашиной.

В результате медико-биологических исследований установлено, что при кратковременном воздействии на человека *диоксида серы* с концентрацией 130—650 мг/м^3 наступают сильное раздражение голосовых связок и последующее удушье. При концентрациях, превышающих 26 мг/м^3, наблюдается раздражение

глаз и дыхательных путей. Меньшая концентрация SO_2 для людей, по-видимому, безвредна. Это подтверждается состоянием здоровья людей, работающих на производстве, где концентрация SO_2 составляет 6,5 мг/нм^3. Характерно, что диоксид серы наиболее опасен в тех случаях, когда он действует совместно с другими соединениями. Роль последних сводится к тому, что они способствуют более глубокому проникаию SO_2 в дыхательные органы человека. Особенно чувствительны к диоксиду серы растения. Даже при концентрации SO_2, равной 1,3—2,6 мг/нм^3, в них нарушаются процессы фотосинтеза. При длительном воздействии SO_2 растения гибнут. В сочетании с большой запыленностью и влажностью воздуха вредное воздействие диоксида серы резко возрастает. В этих случаях опасность для здоровья людей появляется даже при обычно безвредных концентрациях диоксида серы 0,584 мг/нм^3, и поэтому принята норма предельно допустимой концентрации 0,5 мг/нм^3.

В продуктах горения любых топлив, содержащих углеродистые соединения, в случае недостатка воздуха для полного сгорания и нарушениях условий правильного сжигания появляется оксид углерода. Оксид углерода — чрезвычайно сильный отравляющий газ, его соединение с гемоглобином крови человека в 200 раз активнее, чем кислорода. Поэтому продукты сгорания газового топлива, как твердого, так и жидкого, могут быть токсически весьма опасными. При сжигании углеводородных топлив при температуре свыше 1500 °С образуются весьма вредные для человека окислы *азота*. Их содержание в воздухе из-за большой ядовитости должно быть предельно ограничено. Степень действия некоторых газов характеризуется данными табл. 12.1. Эти нормы, разработанные на основании большого числа медико-биологических исследований, должны обеспечивать нормальную жизнедеятельность человека в течение всей его жизни, а среда при соблюдении этих норм должна быть безвредной для окружающего нас животного и растительного мира.

У нас в стране приняты три вида норм, которые носят название *предельно допустимые концентрации* (ПДК): $ПДК_{рз}$ — в рабочей зоне; $ПДК_{мр}$ — максимальные разовые; $ПДК_{сс}$ — среднесуточные; $ПДК_{рз}$ — касаются рабочей зоны помещений — цехов предприятий, производящих, перерабатывающих или имеющих по технологии необходимость использовать вредные химические соединения; $ПДК_{мр}$ — касается возможного повы-

Таблица 12.1. Характер действия вредных газов на человека

Характер действия газов и его длительность	Содержание вредных газов в воздухе, % объема			
	CO	SO_2	H_2S	NO_2
Без заметного действия в течение нескольких часов	0,01	0,0025	0,0015	0,0008
Признаки легкого отравления или раздражения слизистых оболочек через 2—3 ч	0,01—0,05	0,005	0,005—0,008	0,001
Возможно серьезное отравление через 30 мин	0,2—0,3	0,008—0,015	0,02—0,03	0,005
Опасно для жизни при кратковременном действии	0,5—0,8	0,06	0,05	0,015

шенного кратковременного выброса вредных веществ (в котельной установке это обычно период пуска или резкого изменения нагрузки); $ПДК_{сс}$ — являются основными; их назначение — не допустить неблагоприятного влияния в результате длительного воздействия. В табл. 12.2 приведены значения ПДК типичных для котельных и тепловых электростанций вредных веществ.

Расчеты ведут по каждому вредному веществу в отдельности, при этом необходимо, чтобы концентрация каждого из них не превышала приводимых в табл. 12.2 значений. Нормативным документом ОНД-86 введено дополнительное требование о необходимости суммирования воздействия окислов азота и серы, а также и других элементов через безразмерную концентрацию (токсичную кратность):

$$\sum_{i=1}^{n} \frac{C_i}{ПДК_i} \le 1; \qquad \frac{C_{SO_2}}{ПДК_{SO_2}} + \frac{C_{NO_2}}{ПДК_{NO_2}} + \ldots \le 1.$$

Это связано с тем, что иногда присутствие во вдыхаемом воздухе различных химических соединений в концентрациях каждого в отдельности в допустимых пределах в сумме вредно воздействует на организм человека, животный и растительный мир. На стадии проектирования нового предприятия рассчитывают количество вредных выбросов с учетом уже существующего фона загрязнений. Суммарная концентрация вредных примесей

Таблица 12.2. Предельно допустимые концентрации вредных выбросов котельных

Загрязняющее вещество	Предельно допустимая концентрация, мг/м^3	
	максимально-разовая	среднесуточная
Пыль нетоксичная	0,5	0,15
Сернистый ангидрид	0,5	0,05
Углерода оксид	3,0	1,0
Азота диоксид	0,085	0,04
Сажа (копоть)	0,15	0,05
Сероводород	0,008	0,008
Бенз-а-пирен		0,1 мкг/100 м^3

после строительства и пуска в эксплуатацию предприятия не должна превышать допустимую. Другими словами, при наличии фона загрязнений расчет ведут следующим образом:

$$C_м + C_ф \le ПДК,$$

где $C_ф$ — фоновая концентрация, существующая в данном районе.

Таблица 12.3. **Предельно допустимые нормы загрязнения атмосферного воздуха**

Вредная компонента	ПДК, м^3/м$^3 \cdot 10^6$				
	ЧССР 1969	ГДР 1973	США 1974	ФРГ 1974	Швеция 1975
CS_2	8	14	17	17	8
CO	24	44	44	44	32
CCl_4	7	7	9	9	9
Cl_2	0,9	0,3	0,9	0,5	0,9
HCl	5	3	4	4	4
HF	1	1	2	2	2
H_2S	7	10	20	10	10
NO_2	7	7	6	6	6
O_3	0,05	0,098	0,09	0,09	0,09
SO_2	3	3	4,5	4,5	1,7
Гидразин	0,03	—	0,4	0,04	0,04
Серная кислота	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Фенол	0,1	5	4,5	4,5	4,5
Формальдегид	2	2	3	1,2	3
Фосген	0,02	0,1	0,1	0,1	0,05

Аналогичные нормы в настоящее время введены во многих странах мира. Для сравнения действующие в некоторых странах допустимые нормы загрязнения приведены в табл. 12.3.

На количество выбрасываемых окислов серы решающее влияние оказывают содержание серы в топливе. Образование окислов азота происходит двумя путями: окислением азотсодержащих компонентов топлива и связыванием атмосферного азота с кислородом. Первый путь зависит главным образом от содержания азота в топливе, второй связан с температурным режимом в топке и концентрацией кислорода. Количество оксида углерода зависит от качества организации процесса сжигания топлива. Количество выбросов золы связано со степенью совершенства золоулавливающих установок.

12.2. МЕТОДЫ СНИЖЕНИЯ И ПОДАВЛЕНИЯ ГАЗООБРАЗНЫХ ВЫБРОСОВ

Суммарный выброс окислов серы ($SO_2 + SO_3$) определяется содержанием серы в топливе, поступившем в топку, и практически не может быть изменен применением различных способов и режимов его сжигания. Учитывая, что с каждым годом среднее содержание серы в топливе растет (что связано с переходом на сжигание низкосортных топлив), возрастает и количество выбрасываемых в атмосферу сернистых соединений. Связь между содержанием серы в топливе и количеством выбросов SO_2 видна из табл. 12.4.

Принципиально можно рассматривать три направления в снижении выбросов соединений серы: 1) удаление серы из топлива до его сжигания; 2) новые методы и режимы сжигания; 3) очистка от соединений серы продуктов сгорания. Рассмотрим кратко каждое из этих направлений. На нефтеперерабатывающих заводах серу удаляют гидроочисткой. При этом капитальные затраты составляют примерно 3 руб/т на каждые 0,5 % понижения серы в мазуте. Простейшим обогащением подмосковного бурого угля-дробленки удается удалить 25—30 % серы. Для отделения от угля колчеданной и органической серы может быть применено гидротермическое обессеривание углей, заключающееся в обработке измельченного топлива в автоклавах при давлении 1,75 МПа и температуре ~300 °С щелочными растворами, содержащими гидраты окисей натрия и калия. При этом

получается уголь с весьма малым содержанием серы, который отделяется от жидкости центрифугированием и затем сушится.

Таблица 12.4. **Количество выбрасываемых окислов серы при сжигании различных топлив**

Топливо	Содержание серы в топливе, %	Выброс SO_2, г/кг топлива
Уголь АШ	1,8	3,6
Мазут:		
высокосернистый	3,0	60
малосернистый	0,5	10

Сернистость сжигаемого топлива снижают, подвергая его воздействию высоких температур с использованием окислителей (газификация) или без них (пиролиз). Процесс газификации протекает в условиях высоких температур (900—1300 °С) при ограниченном доступе кислорода. При комплексном энерготехнологическом использовании топлива возникает задача получения из топлива химического сырья и чисто энергетического топлива; для термического разложения мазута можно использовать высокотемпературный пиролиз (t = 700—1000 °С без доступа окислителя) с последующей газификацией твердого продукта (нефтяного кокса). Экономическое сопоставление различных способов переработки топлива с целью удаления серы приведено в табл. 12.5. Сжигание топлива в кипящем слое размолотого известняка при 900 °С позволяет за счет реакций

$$CaCO_3 \rightarrow CaO + CO_2,$$
$$CaO + SO_2 + 0{,}5O_2 = CaSO_4$$

обеспечить очистку продуктов сгорания от серы до 90 %.

Наиболее распространенным является сжигание мазута с низкими избытками воздуха (α = 1,01). Так, при снижении избытков воздуха в топке с α = 1,05 до α = 1,01 снижается выход окислов серы на ~30 %. Все известные способы улавливания SO_2 из продуктов сгорания (дымовых газов) можно разделить на два класса: сухие и мокрые. *Сухой способ* получил широкое распространение. В этом случае продукты сгорания контактируют с магнезитом, известняком, активированным углем или окислами марганца. При этом протекают следующие реакции: при использовании извести $CaOH_2 + SO_2 = CaSO_3 + H_2O$;

Таблица 12.5. **Экономические показатели различных способов очистки топлива от серы**

Способ снижения содержания серы	Затраты на 1 т мазута, руб.		
	эксплуатационные	капитальные	расчетные приведенные
Гидрокрекинг мазута в кипящем слое	7,8	32,7	12,7
Гидроочистка вакуумного газойля с гидрокрекингом гудрона	6,9	31,7	11,6
Гидроочистка вакуумного газойля и термоконтактный крекинг	4,1	30,0	8,6
Газификация мазута с трикалийфосфатной очисткой	1,4	16,7	3,9

при использовании известняка $CaCO_3 + SO_2 = CaSO_3 + CO_2$. В результате этих реакций получается сульфит кальция, частично окисляющийся в сульфат. В большинстве случаев продукты нейтрализации не используются и направляются в отвал.

При мокром способе предварительно готовят суспензию известняка (т. е. смешивают его с водой). Продукты сгорания, проходя через мокрый скруббер (очиститель), контактируют с известняком. Химические реакции аналогичны приводимым выше. Расход известняка, кг/с, на сероулавливающую установку определяют по формуле

$$G_{CaCO_3} = \mu_1 B \frac{S^r}{100} \frac{\eta}{K_{CaCO_3} K_{исп}},$$

где μ_1 — отношение молекулярных масс $CaCO_3$ и серы ($\mu_1 = 3{,}125$); B — расход топлива, кг/с; S^r — содержание серы в топливе, %; η — степень очистки газов от SO_2 (≈0,9); K_{CaCO_3} — содержание углекислого кальция в природном известняке; $K_{исп}$ — коэффициент использования известняка.

Количество твердых сухих отходов, кг/с, получающихся в результате очистки газов, ориентировочно определяют по формуле

$$G_{отх} = (\mu_2 K_{исп} + 1 - K_{исп}) G_{CaCO_3},$$

где μ_2 — отношение молекулярных масс сульфата кальция $CaSO_4 \cdot 2H_2O$ и известняка $CaCO_3$ ($\mu_2 = 1{,}72$);

или, внося этот коэффициент в формулу, получим

$$G_{\text{отх}} = (0{,}72K_{\text{исп}} + 1)\,G_{\text{CaCO}_3}.$$

Расчеты показывают, что очистка от SO_2 по любому из известных способов увеличивает себестоимость энергии на 15—30 %, а единицу установленной мощности на 40—50 %. Расход известняка примерно составляет 6—10 т/сут на 1 кг/с паропроизводительности котла. Заметим, что, несмотря на большой накопленный опыт по очистке уходящих газов от SO_2, все известные методы являются сложными, дорогими и нуждаются в дальнейшем совершенствовании. Выбор метода и конструкции сероулавливающей установки следует проводить на основании технико-экономического расчета.

Механизм образования окислов азота слабо зависит от вида и состава топлива, но находится в большой зависимости от конструкции топки, способа сжигания, уровня температур, избытка воздуха и других параметров работы агрегата. И. Я. Сигал предложил эмпирическую формулу для расчета концентрации окислов азота в топке, г/м^3:

$$C_{NO_2} = 0{,}16 D_э^{0,8} q_v^{0,5} \alpha_т^3,$$

где $D_э$ — диаметр топки, м; q_v — тепловое напряжение топочного объема, МВт/м^3; $\alpha_т$ — коэффициент избытка воздуха.

Средняя концентрация окислов азота в уходящих газах, образовавшихся при сжигании угля АШ, 0,5 г/м^3, природного газа — 0,4 г/м^3. Анализ продуктов сгорания показал, что образующиеся окислы азота состоят в основном на 95—99 % из NO и 1—5 % из NO_2. При сжигании в промышленно-отопительных котельных различных топлив приведенные выбросы оксида азота находятся в диапазоне значений 4—9,2 кг NO_x/ГДж.

Основные пути снижения выбросов окислов азота, применяемые в настоящее время: рециркуляция продуктов сгорания; двухстадийное сжигание топлива; применение специальных горелочных устройств; снижение коэффициента избытка воздуха; снижение подогрева воздуха; уменьшение нагрузки агрегата; химическое воздействие на факел присадками.

Рассмотрим кратко каждый из них. Для организации *рециркуляции* продукты сгорания обычно после водяного экономайзера при температуре 300—400 °С отбирают специальным

рециркуляционным дымососом и подают в топочную камеру. На рис. 12.1 показаны результаты опытов на котлоагрегате ТС-35 (D = 35 т/ч) и БКЗ-320-140-ГМ (D = 320 т/ч), сжигающих природный газ. *Двухстадийное* сжигание топлива: по этому методу в первичную зону горения подается количество воздуха меньшее, чем это теоретически необходимо для сжигания топлива (α_1 = 0,8—0,95). В этой зоне происходит неполное сгорание топлива с частичной его газификацией при пониженной температуре и, следовательно, сниженном содержании окислов азота. Во вторичную зону подается чистый воздух или обедненная топливом смесь для дожигания продуктов неполного сгорания. Горение идет при более низкой температуре. Этот способ позволяет уменьшить количество окислов азота на 25—35 %.

Применение *специальных горелочных устройств* для систем двухстадийного горения или получения растянутого по длине топочной камеры факела позволяет существенно снизить выбросы окислов азота — на 30—40 %. *Снижением коэффициента избытка воздуха* уменьшают концентрацию окислов азота на 50—70 % при уменьшении α с 1,2 до 1,02 (рис. 12.2). *Снижением подогрева воздуха*, подаваемого для горения, на 100 °С уменьшают выброс окислов азота на 15 %. При *снижении нагрузки агрегата* понижается уровень температуры в топке и отсюда снижается концентрация NO_x. На величину выбросов окислов азота также сильно влияет единичная произ-

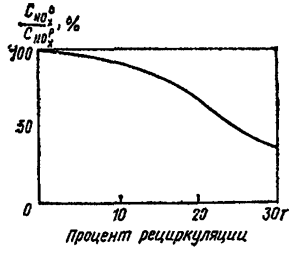


Рис. 12.1. Изменение выбросов окислов азота в зависимости от величины рециркуляции

$C^0_{NO_x}$ — концентрация окислов азота при работе без рециркуляции;

$C^p_{NO_x}$ — то же, с рециркуляцией

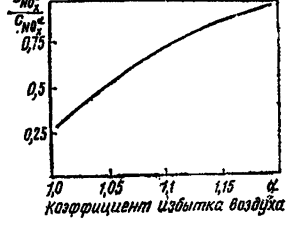


Рис. 12.2. Зависимость выброса окислов азота от величины коэффициента избытка воздуха

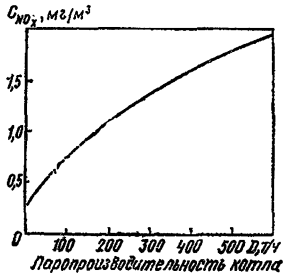


Рис. 12.3. Зависимость концентрации окислов азота в выбросах от единичной паропроизводительности котла

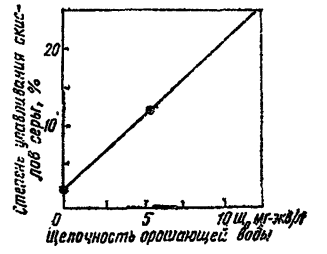


Рис. 12.4. Зависимость концентрации окислов серы в выбросах после мокрых золоуловителей

водительность котлоагрегата, как это показано на рис. 12.3. Что касается химического воздействия на факел присадками, то этот способ не имеет широкого применения.

12.3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА РАССЕИВАНИЯ ВРЕДНЫХ ПРИМЕСЕЙ И ВЫБОР ВЫСОТЫ ДЫМОВЫХ ТРУБ

Основным назначением дымовой трубы при искусственной тяге является вывод продуктов сгорания в более высокие слои атмосферы, чтобы улучшить условия рассеивания их в воздухе до уровня концентраций, когда они становятся безопасными для окружающей среды. Для правильного и надежного определения высоты трубы и обеспечения допустимых концентраций вредных выбросов необходимо рассчитать их суммарную величину. На основании имеющихся рекомендаций количество вредных веществ M, г/с, выбрасываемых в атмосферу с продуктами сгорания котлоагрегатов, определяют следующим образом:

а) количество золы и недогоревшего топлива $M_з$, г/с, при сжигании твердого и жидкого топлива равно:

$$M_з = 10(A^r + q_4)\, a_{ун} B(1 - \eta),$$

где A^r — зольность топлива на рабочую массу, %; q_4 — потеря теплоты от механического недожога, %; $a_{ун}$ — доля твердых частиц, уносимых из топки с дымовыми газами, зависит от типа топки и может быть принята из нормативного метода; B — расход топлива, кг/с; η — степень улавливания твердых частиц в золоуловителях;

б) количество окислов серы SO_2 и SO_3 в пересчете на SO_2 при сжигании твердого или жидкого топлива равно:

$$M_{SO_2} = 20 S^r B (1 - \eta'_{SO_2})(1 - \eta''_{SO_2}),$$

где S^r — содержание серы в топливе на рабочую массу, %; η'_{SO_2} — доля окислов серы, связанных летучей золой в котле; η''_{SO_2} — доля окислов серы, улавливаемых в золоуловителях.

Ориентировочные значения η'_{SO_2} при сжигании различных видов топлива: сланцы — 0,5; угли Канско-Ачинского бассейна — 0,2; торф — 0,15; мазут — 0,02; остальные угли — 0,1; газ — 0,0. Доля окислов серы η''_{SO_2}, улавливаемых в сухих золоуловителях, практически равна нулю. В мокрых золоуловителях она зависит от расхода и общей щелочности орошаемой воды и от приведенной сернистости топлива $S^{пр}$ (рис. 12.4);

в) количество окиси углерода, выбрасываемого в атмосферу при сгорании твердого, жидкого или газообразного топлива, равно:

$$M_{CO} = C_н B \gamma_н \left(1 - \frac{q_4}{100}\right),$$

где $C_н$ — коэффициент, характеризующий выход окиси углерода при сжигании твердого, жидкого и газообразного топлива, г/кг (или г/м^3), принимают по табл. 12.6; $\gamma_н$ — поправочный коэффициент, учитывающий влияние режима горения на выход окиси углерода. При нормальной эксплуатации котла и нормативных значениях коэффициента избытка воздуха на выходе из топки $\gamma_н = 1$.

г) количество окислов азота в пересчете на NO_2, выбрасываемых в атмосферу при сжигании твердого, жидкого или газообразного топлива, равно:

$$M_{NO_2} = 0{,}034 \beta_1 k B Q^p_н \left(1 - \frac{q_4}{100}\right)(1 - \beta_2 r)\beta_3,$$

где β_1 — безразмерный поправочный коэффициент, учитывающий влияние на выход окислов азота качества сжигаемого топлива (содержание $N^т$), принимают по табл. 12.7; k — коэффициент, характеризующий выход окислов азота на 1 МДж теплоты в топливе, г/МДж; β_2 — коэффициент, характеризующий эффективность воздействия рециркулирующих газов в зависимости от условий подачи их в топку,

Таблица 12.6. **Значения коэффициента $C_н$ для различных видов угля, в зависимости от типов топок**

Тип топки	Каменный уголь	Бурый уголь	Торф	Сланцы	Мазут	Природный газ
Камерный с твердым шлакоудалением для котлоагрегатов паропроизводительностью, кг/с:						
6,94	13	5,2	4,1	5,4	—	—
9,72	13	5,2	4,1	5,4	—	—
13,9	23	5,2	4,1	5,4	—	—
Топка для водогрейных котлов	—	—	—	—	7—19,0	5—18,0
Камерная для котлоагрегатов паропроизводительностью, кг/с:						
до 20,8	—	—	—	—	19,4	17,9
более 20,8	—	—	—	—	9,6	9,3
Слоевая механизированная	25,7	10,3	16	31	—	—

Примечание. Прочерк означает, что $C_н \approx 0$.

Таблица 12.7. **Значение коэффициента β_1**

Топливо	Содержание азота $N^т$, %	β_1
Природный газ	—	0,85
Мазут при коэффициенте избытка воздуха в топке:		
$\alpha_т \geq 1,05$	0,3—0,6	0,8
$\alpha_т < 1,05$	0,3—0,6	0,7

принимают по табл. 12.8; r — степень рециркуляции инертных газов (дымовых газов, сушильного агента и т. п.) в процентах расхода дутьевого воздуха; β_3 — коэффициент, учитывающий конструкцию горелок: для вихревых горелок $\beta_3 = 1$; для прямоточных — $\beta_3 = 0,85$.

Для котлов паропроизводительностью больше 19,44 кг/с при сжигании газа и мазута во всем диапазоне нагрузок, а также для котлов, сжигающих твердое топливо ($t_ф \geq 1500$ °С) при нагрузках выше 75 %, номинальной коэффициент k равен:

Таблица 12.8. **Значение коэффициента β_2 при рециркуляции $0 < r \le 25$ %**

Способ ввода в топку газов рециркуляции	β_2
Газ — мазут при вводе:	
в под топки при расположении горелок на вертикальных экранах	0,002
через шлицы под горелками	0,015
по наружному каналу горелок	0,02
в воздушное дутье	0,025
в рассечку двух воздушных потоков	0,03
Твердое топливо (при $t_ф \ge 1500$ °С) при вводе:	
в первичную аэросмесь	0,01
во вторичный воздух	0,005

$$k = 12D_ф/(55{,}6 + D),$$

где D и $D_ф$ — номинальная и фактическая паропроизводительность котла, кг/с.

Для котлов $D < 19{,}44$ кг/с $k = D_ф/5{,}55$; для водогрейных котлов $k = 2{,}5Q_ф/(23{,}2 + Q)$, где Q и $Q_ф$ — номинальная и фактическая теплопроизводи-тельность котла в МВт. При высокотемпературном сжигании твердого топлива $t_ф \ge 1500$ °С с нагрузками ниже 75 % номинальной в формулы вместо $D_ф$ подставляют $0{,}75D$ и $0{,}75Q$. При низкотемпературном сжигании ($t_ф \le 1500$ °С) твердого топлива и углей с величиной $Q_н^0 \le 23$ МДж/кг в формулы всегда подставляют D и Q. Определив количество выбрасываемых вредных выбросов, переходят к расчету высоты дымовой трубы из условия отвода газов и рассеивания их в атмосфере.

Высоту дымовой трубы определяют по формуле

$$H_{тр} = \sqrt{\frac{AMFmn}{ПДК - C_ф}\sqrt[3]{\frac{z}{V_1\Delta T}}},$$

где A — коэффициент, зависящий от температурной стратификации атмосферы и определяющий условия вертикального и горизонтального рассеивания вредных веществ в атмосферном воздухе (для субтропической зоны $A = 240$; для Нижнего Поволжья, Кавказа, Сибири, Дальнего Востока = 200; для севера и северо-запада европейской территории России, Среднего Поволжья, Урала — 160; для европейской части центра России — 120); M — количество вредного вещества, вы-

брасываемого в атмосферу, г/с; F — коэффициент, учитывающий скорость оседания вредных веществ в атмосферном воздухе (для газообразных примесей $F = 1$, для пыли при степени улавливания более 90 % $F = 2$, менее 90 % $F = 2{,}5$); m и n — безразмерные коэффициенты, учитывающие условия выхода газовоздушной смеси из устья источника выброса (коэффициент m определяют в зависимости от параметра f); z — число дымовых труб одинаковой высоты; $C_ф$ — фоновые концентрации вредных примесей в атмосфере, мг/м^3:

$$m = (0{,}67 + 0{,}1\sqrt{f} + 0{,}34\sqrt[3]{f})^{-1}, \text{ при } f < 100;$$

$$f = 10^3 w_0^2 D_0 / (H^2 \Delta T);$$

$$v_m = 0{,}65\sqrt[3]{\frac{V_1 \Delta T}{H}}.$$

где V_1 — объем удаляемой газовоздушной смеси, м^3/с; ΔT — разность температур выбрасываемых газов и окружающего воздуха, °С; H — высота (источник выброса) на уровне земли, м;

$$V_1 = (\pi D_0^2 / 4) w_0,$$

где D_0 — диаметр устья трубы, м; w_0 — средняя скорость выхода газовоздушной смеси из устья трубы, м/с.

Определив значение v_m, находят коэффициент n. Так, при $v_m \le 0{,}3$ $n = 3$; при $0{,}3 < v_m \le 2$ $n = 3 - \sqrt{(v_m - 0{,}3)(4{,}36 - v_m)}$; при $v_m > 2$ $n = 1$.

Окончательно минимально допустимую расчетную высоту дымовой трубы принимают из условий: 1) труба должна быть выше конька кровель зданий, расположенных в радиусе 25 м от здания котельной не менее чем на 5 м и при наличии зданий высотой более 15 м в радиусе 200 м; 2) не ниже 35 м; 3) высота трубы должна обеспечивать условия рассеивания вредных выбросов дымовых газов.

При определении максимальной приземной концентрации расчет ведут при неблагоприятных метеорологических условиях, когда скорость ветра достигает опасного значения и наблюдается интенсивный вертикальный турбулентный обмен в атмосфере. Опасная скорость ветра — это такая скорость, при которой для заданного состояния атмосферы концентрации вредных примесей на уровне дыхания достигают своей максимальной

величины. С повышением скорости ветра максимальная наземная концентрация от точечного источника, расположенного на высоте H над землей, падает. С другой стороны, с увеличением скорости ветра уменьшается эффективная высота H вследствие снижения гидродинамической и тепловой составляющих подъема факела продуктов сгорания. Наличие единой методики позволяет упорядочить расчеты загазованности атмосферы выбросами различных отраслей промышленности и дать общий подход для сравнения различных методов ее уменьшения.

12.4. СПОСОБЫ УЛАВЛИВАНИЯ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ ИЗ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

12.4.1. Общие положения. Для мировой энергетики характерно в настоящее время возрождение интереса к углям в качестве основного топлива котельных и тепловых электростанций. Это ставит новые, более серьезные задачи в области улавливания золы, так как зольность топлив из года в год возрастает. У нас в стране это изменение составляет 0,025—0,07 % зольности в год на 1000 кДж теплоты сгорания. Исследования показывают, что выбросы твердых частиц наблюдаются не только при сжигании твердых топлив (табл. 12.9).

Таблица 12.9. **Значения выброса в атмосферу твердых частиц при сжигании органического топлива**

Потребители теплоты	Уголь, кг/ГДж	Жидкое топливо, кг/ГДж	Природный газ, кг/ГДж
Тепловые электростанции	0,44	0,025	0,0060
Промышленные котлы и печи	0,44	0,025	0,0075
Домовые котельные	0,44	0,036	0,0080

При выбросе из дымовых труб частицы золы рассеиваются в атмосфере и выпадают с течением времени на поверхность земли. Однако только частицы с размером более 1 мкм подчиняются закону Стокса. Частицам размером менее 0,1 мкм свойственно броуновское движение. Установлено, что максимальные концентрации твердых частиц наблюдаются на расстоянии примерно $(8—18)H$ (рис. 12.5).

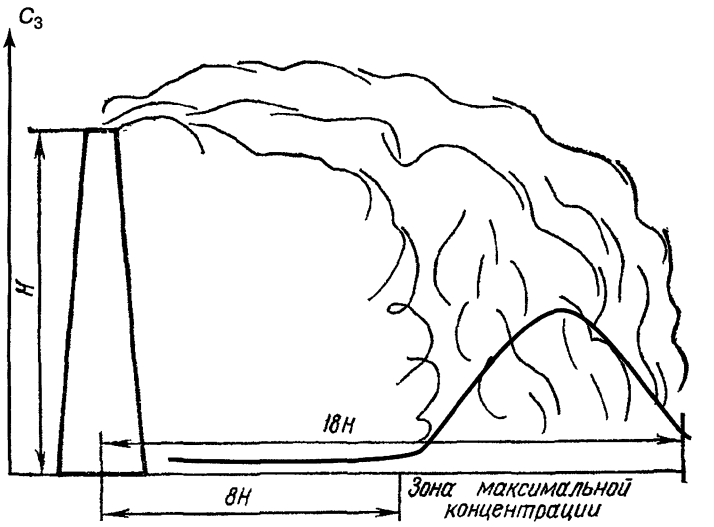


Рис. 12.5. Расположение максимальных приземных концентраций золы при выбросе из дымовой трубы

Эффективность работы газоочистительных устройств в большей степени зависит от физико-химических свойств улавливаемой золы и поступающих в золоуловитель газов. Способы очистки газов от твердых частиц, существующие в различных отраслях промышленности, приведены на рис. 12.6.

Золоуловители, применяемые в энергетике, разделяют на следующие основные группы: 1) механические сухие инерционные золоуловители, в которых частицы золы отделяются от газа под действием центробежных или инерционных сил тяжести; 2) мокрые золоуловители, в которых частицы золы удаляются из газа промывкой или орошением его водой с последующим осаждением частиц золы на смачиваемых поверхностях или улавливанием частиц на водяной пленке; 3) электрофильтры, в которых частицы золы улавливаются осаждением их на электродах под действием электрических сил; 4) тканые рукавные фильтры, в которых отверстия для прохода газа имеют размеры, меньшие размеров твердых частиц; 5) комбинированные золоуловители, в которых используются различные способы очистки. Определяющими параметрами при выборе того или иного

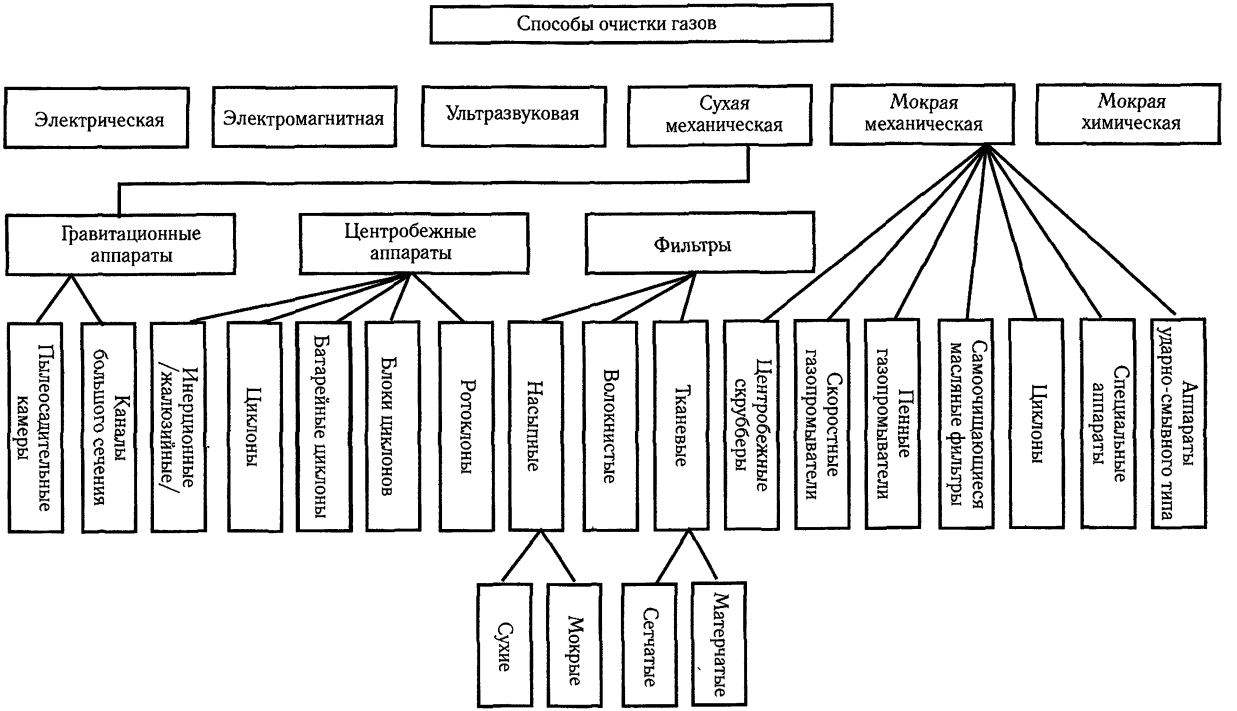


Рис. 12.6. Классификация способов очистки газов от твердых частиц

типа золоуловителя являются: количество улавливаемой золы, ее дисперсный состав и физические свойства, а также требуемая степень очистки (но не ниже величины, допустимой санитарными нормами и равной 0,5 мг/см³). Степень очистки газов определяют по формуле

$$\eta = G_{ул}/(G_{ул} + G_{вых}) = (G_{вх} - G_{вых})/G_{вх}.$$

где $G_{ул}$ — масса уловленных в аппарате частиц, кг; $G_{вх}$ — масса частиц, входящих в золоуловитель, кг; $G_{вых}$ — масса частиц за золоуловителем, кг.

Когда произведение зольности A^r (в %) на максимальный секундный расход топлива (кг/с) равно величине $A^rB \geq 1400$, то котельные на твердом топливе обязательно оборудуют золоулавливающими установками. Дисперсный состав золы зависит не только от вида и качества топлива, но и от способа его сжигания. В табл. 12.10 приведен фракционный состав золы при сжигании твердого топлива в различных топочных устройствах.

Таблица 12.10. **Фракционный состав золы при сжигании твердого топлива в различных топках, %**

Топки для сжигания	Размер золовых частиц, мкм						
	0—10	10—20	20—30	30—40	40—74	74—146	>149
С цепными решетками	—	11	—	—	12	30	47
Пылеугольные с сухим шлакоудалеиием	25	24	16	14	13	6	2
Циклонные	72	15	6	2	—	5	—

Количество золы (концентрация в потоке, г/м³) в продуктах сгорания в значительной мере зависит от свойств топлива. Например, Березовский Б2 имеет $A^d_{макс} = 33$ % ($Q^r_i \doteq 15\,670$ кДж/кг), а Кузнецкий ДР — $A^d_{макс} = 15$ % ($Q^r_i = 22\,800$ кДж/кг). Естественно, что при одинаковых условиях сжигания содержание твердых частиц золы в продуктах сгорания в первом случае будет примерно в 4 раза выше, так как эти топлива имеют значительно отличающиеся величины Q^r_i и различную зольность. При слоевом сжигании топлива в топке осаждается 60—75 % золы, т. е. уносится 25—40 %, из которых примерно половина оседает в газоходах котла, а вместе с продуктами сгорания в дымовую трубу уносится всего 10—15 %.

Рассмотрим принцип действия основных типов золоуловителей, используемых в промышленной энергетике.

12.4.2. Механические сухие золоуловители. Механические сухие золоуловители разделяют на два типа: центробежные (или циклонные) и инерционые (или жалюзийные). Принцип действия циклонного золоуловителя (рис. 12.7) заключается в следующем: к цилиндрическому корпусу *1* продукты сгорания подводятся по касательно расположенной трубе *3* со скоростью порядка 20 м/с. Частицы золы, двигаясь по инерции прямолинейно, прижимаются к корпусу циклона, теряют скорость и по конической части под действием силы тяжести постепенно опускаются в бункер, откуда золу периодически удаляют. Блок циклонов представляет собой небольшую группу параллельно включенных циклонов с диаметром от 400 до 800 мм каждый. Перед циклоном устанавливают шибер, позволяющий выключать циклон из работы. Батарейный циклон (рис. 12.8) имеет большое количество (56 шт.) циклонных элементов относительно небольшого диаметра (250 мм), скомпонованных внутри общего кожуха, имеющих общий бункер для улавливания золы, распределительную и выхлопную камеры. Коэффициент

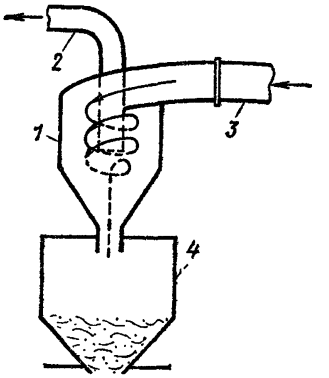


Рис. 12.7. Схема работы циклона
1 — корпус циклона; *2* — удаление чистых газов; *3* — труба входа дымовых газов; *4* — бункер для сбора золы

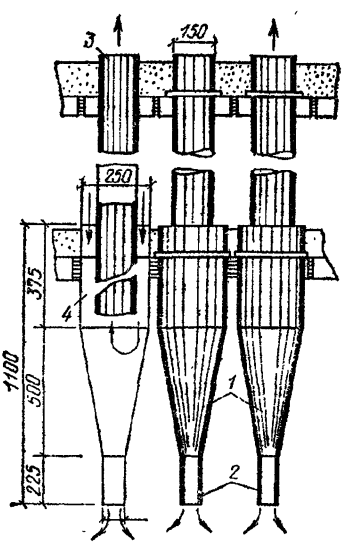


Рис. 12.8. Схема батарейного циклона
1 — корпус; *2* — труба сброса золы в бункер

сопротивления для блоков циклонов $\xi = 105 \div 115$, а для батарейных циклонов $\xi = 85$.

Сопротивление циклона рассчитывают по формуле

$$\Delta p = \xi \rho_{газ} (w^2 / 2),$$

где $\rho_{газ} = \rho_0 \dfrac{273}{273 + v_{ср}}$ при $\rho_0 = 1{,}34$ кг/м^3.

Циклоны выпускают восьми типоразмеров для котлов паропроизводительностью от 6,5 до 20 т/ч со степенью улавливания золы до 85—90 %. Достоинствами циклонов являются невысокая их стоимость и простота конструкции, а недостатками — относительно высокое гидравлическое сопротивление по газу (до 10 000 Па) и большие габариты. В крупных котельных установках используют блоки циклонов, сгруппированные из отдельных 4, 6 или 8 циклонов, и батарейные циклоны. Принцип действия батарейных циклонов (мультициклонов) тот же.

Жалюзийный золоуловитель (рис. 12.9) состоит из корпуса *2*, двух жалюзийных решеток *3*, газоходов очищенного газа *4* и неочищенного газа *7*. Газ проходит между лопастями решеток, увлекая с собой незначительное количество более мелких частиц золы, а более крупные частицы собираются в циклон *5*, где отделяются от продуктов сгорания и периодически выбрасываются в сборный бункер через затвор-мигалку *6*. Достоинствами жалюзийных золоуловителей являются малые габариты, небольшое сопротивление и возможность установки их в вертикальных и горизонтальных газоходах, а недостатками — быстрое истирание (износ) золой и необходимость частой (через 6—10 мес) замены решеток. Достигаемая степень очистки 70—80 %.



Рис. 12.9. Схема жалюзийного золоуловителя

1 — вход загрязненных газов; *2* — корпус золоуловителя; *3* — жалюзи; *4* — выход очищенных газов; *5* — циклон; *6* — затвор-мигалка

12.4.3. Мокрые золоуловители. К мокрым золоуловителям относятся центробежные

скрубберы (рис. 12.10), представляющие собой вертикальные цилиндрические аппараты высотой до 12 м и более и диаметром до 5,6 м, футерованные внутри метлахскими или кислотоупорными плитками. Продукты сгорания подаются во входной короб *2*, присоединенный по касательной к цилиндрическому скрубберу. Перед входом в скруббер расположена решетка *4* из металлических с резиновым покрытием (деревянных, керамических или капроновых) прутков, орошаемая водой через сопла *3*. При прохождении газов через увлажняемую решетку происходит первичное улавливание золы пленкой воды. В нижней части скруббера капли воды вместе с золой под действием центробежной силы отжимаются к внутренней поверхности скруббера, омываемой тонкой пленкой воды через сопла *9*. Далее по трубе через гидравлический затвор *7* смесь воды с золой уносится в канал гидрозолоудаления. Основным достоинством центробежных скрубберов является высокая степень очистки уходящих газов (до 97 %), а недостатками — высокое сопротивление (до 0,08 МПа), износ прутков, засорение оросительных сопл и др.

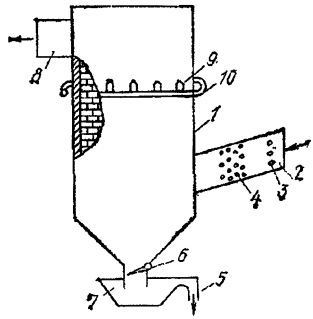


Рис. 12.10. Схема мокрого золоуловителя (скруббера)
1 — корпус скруббера; *2* — входной патрубок; *3* — сопла; *4* — решетка; *5* — слив загрязненной воды; *6* — клапан; *7* — гидравлический затвор; *8* — выход очищенных газов; *9* — сопла для подачи воды на стенки; *10* — коллектор

Одновременно с улавливанием частиц золы в скруббере происходит охлаждение продуктов сгорания. Уравнение теплового баланса скруббера

$$V_г[(h'_{сг} - h''_{сг}) + (h'_{вод} - h''_{вод})] = Dc(t'' - t') + qct'',$$

где $V_г$ — количество продуктов сгорания, м³/ч; $h'_{сг}$, $h''_{сг}$ — начальная и конечная энтальпии сухого газа в продуктах сгорания, кДж/м³; $h'_{вод}$, $h''_{вод}$ — начальная и конечная энтальпии водяных паров в продуктах сгорания, кДж/м³; D — расход воды, поступающей в скруббер, кг/ч; t', t'' — начальная и конечная температуры воды, поступающей из скруббера, °С; q — конденсированная влага из продуктов сгорания, кг/м³.

Максимальная скорость газов в скруббере во избежание срыва водяной пленки и образования брызг не должна превы-

шать 6 м/с, а скорость газов во входном патрубке — 23 м/с. Расход воды на очистку продуктов сгорания 0,15—0,2 л/м³, что составит для котла ДЕ-20-13 примерно около 4,6 т/ч.

12.4.4. Электрофильтры. На мощных современных тепловых электростанциях и крупных теплоцентралях для улавливания золы и очистки продуктов сгорания в основном используют электрофильтры. Этот способ очистки основан на том, что при пропуске через электрическое поле высокого напряжения, создаваемого между отрицательным и положительным полюсом, происходит ионизация газового потока. При этом частицы уноса, содержащиеся в продуктах сгорания, получают электрический заряд. Основная масса частиц заряжается отрицательными ионами, переносится к положительному полюсу и оседает на нем. Электрофильтры изготовляют вертикальными и горизонтальными. Выпускают следующие марки электрофильтров: ДВП, ДГП, ДГПИ, ПГЗ, ПГДС, УГ (обозначения фильтров: Д — дымовой, П — пластинчатый, В — вертикальный, Г — горизонтальный, З — золоуловитель, У — унифицированный, С — С-образный электрод). Принципиальная схема пластинчатого электрофильтра с горизонтальным ходом газов показана на рис. 12.11.

Коэффициент обеспыливания в электрофильтрах лежит в пределах от 88,5 до 98 % (в зависимости от качества его наладки и эксплуатации), причем электрофильтры могут улавливать частицы менее 10 мкм. Скорость газов в электрофильтрах обычно 1,3—2 м/с, гидравлическое сопротивление невелико и составляет 50—200 Па. Расход электроэнергии на очистку газов 0,10—0,15 кВт·ч на 1000 м³ газа. Электрофильтры устанавливают в помещении котельной или на открытом воздухе. Наружные поверхности электрофильтра покрывают тепловой изоляцией. Достоинствами электрофильтров являются: высокий коэффициент очистки газов и малое гидравлическое сопротивление; недостатками — большие габариты, высокая стоимость в связи с применением устройства для получения постоянного тока высокого напряжения.

12.4.5. Тканевые фильтры. Рукавные фильтры из фильтровальной ткани в настоящее время применяют в котлоагрегатах относительно небольшой производительности (от 23 до 90 т/ч). Рукавные тканевые фильтры различают между собой по следующим признакам: по форме фильтров (плоские, рукавные); наличию опорных устройств (каркасные, рамные); месту расположе-

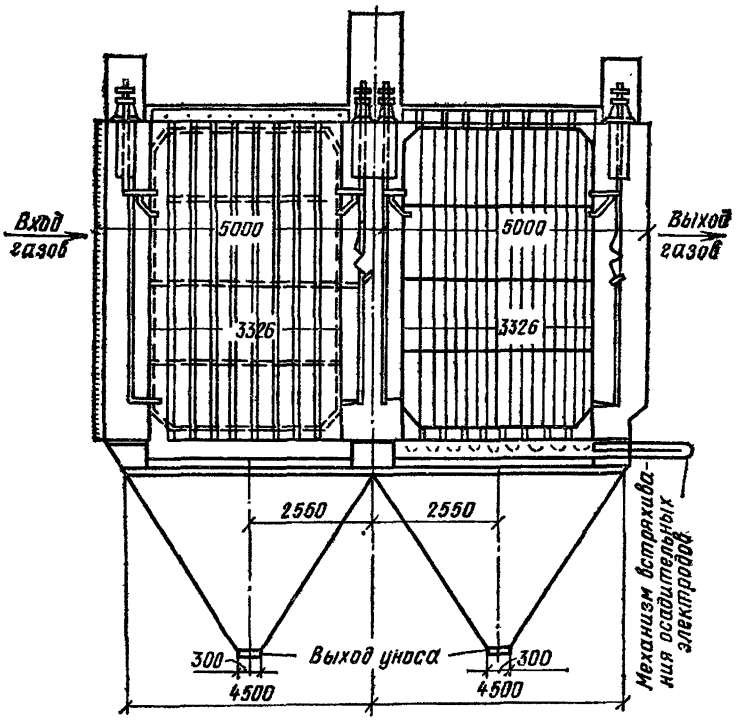


Рис. 12.11. Горизонтальный двухпольный электрофильтр

ния вентилятора или дымососа (всасывающие, работающие под разрежением, и нагнетательные, работающие под давлением); способу регенерации тканей (встряхивание, обратная продувка, вибровстряхивание, импульсная продувка); числу секций в установке (односекционные и многосекционные); виду используемой ткани.

На рис. 12.12 показана принципиальная схема плоских каркасных и рукавных фильтров. Рукава чаще всего имеют диаметры от 127 до 300 мм и длину от 2,4 до 10—12 м. Плоские каркасные фильтры могут иметь следующие размеры: высота от 600 до 1200 мм, глубина от 300 до 500 мм, толщина от 25 до 50 мм. Если тканевые фильтры правильно сконструированы и обоснованно выбрана ткань (пористый материал), то эффективность улавливания пыли может составлять 99,999 %.

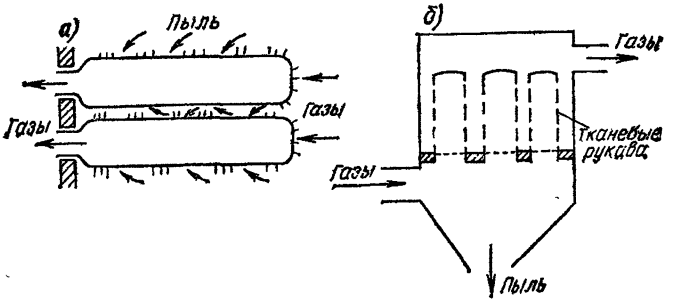


Рис. 12.12. Принципиальная схема плоских каркасных (*а*) и рукавных (*б*) фильтров

Рукавные фильтры из стекловолокнистой ткани с тефлоновым покрытием надежно выдерживают температуру 130—220 °С; сопротивление фильтров между циклами обратной продувки меняется от 0,5 до 1,5 кПа; эффективность составляет 99,7—99,9 %.

12.5. ОЧИСТКА ГАЗООБРАЗНЫХ ВЫБРОСОВ АТОМНЫХ СТАНЦИЙ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ (АСТ)

Особое внимание следует уделять очистке газообразных выбросов атомных станций теплоснабжения в связи с относительно новыми проблемами, возникающими при этом и специфическими особенностями этих выбросов. Существуют три основные причины загрязнения воздуха на АСТ: 1) твердыми или газообразными продуктами деления ядер топлива. Это обычно газообразные осколки деления — инертные газы (ксенон, криптон и др.), а также радиоактивный йод; 2) воздействием нейтронных потоков на теплоноситель 1-го контура и окружающий воздух. Наибольшей активации в составе воздуха подвержен инертный газ аргон, в результате чего A_{40} может превращаться в радиоактивный изотоп A_{241} с периодом полураспада 1,82 ч. Наведенную активность может получить также находящаяся в воздухе пыль; 3) возможным нарушением оболочек с веществами, вводимыми в активную зону реактора для облучения. На АСТ существуют различные виды газообразных технологических сдувок, причем в периоды перегрузок и на других специфических режимах на-

блюдается повышенная активность, требующая специальной дезактивации газообразных выбросов.

Нормальный микроклимат и санитарные условия в технологических помещениях создают с помощью общеобменной приточно-вытяжной вентиляции. В помещениях, где расположены ядерные реакторы, кроме общеобменной приточно-вытяжной вентиляции имеется местная вытяжная вентиляционная система, называемая специальной вентиляцией, которая непосредственно связана с отсосом воздуха от реактора. Удаляемый воздух очищают от аэрозолей тканевыми фильтрами-поглотителями (ФП). Для уменьшения активности инертных газов, выбрасываемых в атмосферу, их выдерживают в специальных емкостях-газгольдерах, где они распадаются, образуя новые радиоактивные аэрозоли с меньшей активностью, которые могут улавливаться фильтрами. Иногда вместо газгольдеров применяют адсорберы, где одновременно с выдержкой происходит адсорбция газа. Воздух из системы специальной вентиляции выбрасывается в трубу. Количество ожидаемых радиоактивных выбросов подсчитывают в предположении нарушения определенного количества тепловыделяющих элементов (твэлов).

Принципиальная схема газгольдерной установки представлена на рис. 12.13. Радиоактивные газы *1* проходят через газоохладители *2* и аэрозольные фильтры *3* и затем компрессорами *4* под давлением 0,8—1 МПа закачиваются в газгольдеры *5*, где выдерживаются в течение 6—8 ч; затем через аэрозольные фильтры *6* направляются в дымовую трубу *7*. Для очистки газов от радиоактивных загрязнений на АСТ с реакторами ВВЭР

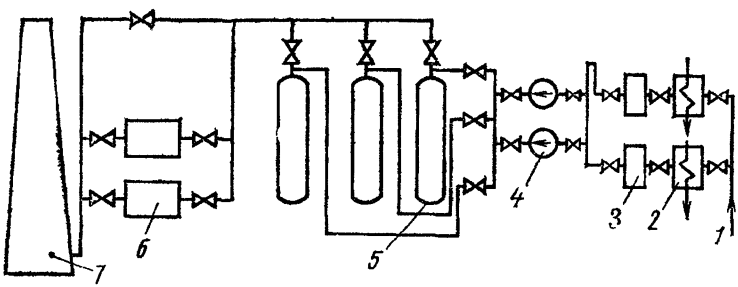


Рис. 12.13. Схема газгольдерной установки

1 — вход очищаемых газов; *2* — охладитель газа; *3* — аэрозольный фильтр; *4* — компрессор; *5* — газгольдер; *6* — вторая ступень аэрозольных фильтров; *7* — вентиляционная труба

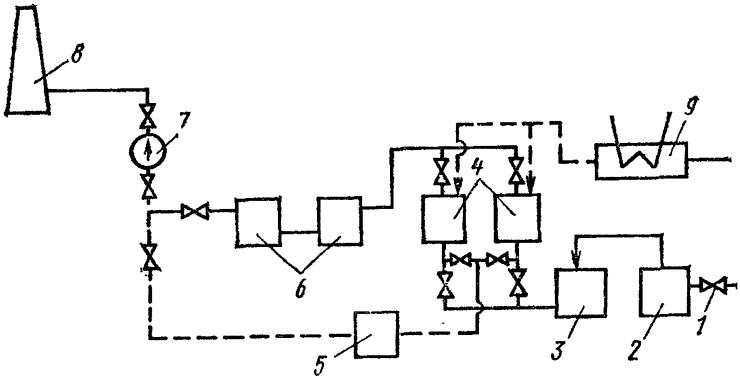


Рис. 12.14. Принципиальная схема одной линии очистки газообразных отходов по радиохроматическому методу

1 — выход очищаемых газов; *2* — охладитель газа; *3* — аэрозольный фильтр; *4* — цеолитовые колонны; *5* — фильтр-адсорбер; *6* — газодувка; *7* — вентиляционная труба; *8* — нагреватель воздуха; *9* — охладитель газа

применяют более сложную радиохроматографическую систему. Очищаемый газ *1* (рис. 12.14) проходит через охладитель *2*, где его температура снижается до 20—25 °С, а затем через самоочищающийся аэрозольный фильтр *3*, в котором газ освобождается от капельной жидкости. Основным элементом аэрозольного фильтра является слой пористой насадки из стекловолокна с диаметром нитей 10—12 мкм. Для более глубокой осушки до влагосодержания 0,1 г/м^3 газ пропускается через цеолитовые колонны *4*. Когда в одной колонне производится глубокая осушка газа, в другой — регенерация его нагретым в теплообменнике *9* атмосферным воздухом, затем газ перед поступлением в газодувку охлаждается в теплообменнике *5*.

Основным элементом схемы является адсорбер *6*, где происходят динамическая адсорбция и радиоактивный распад радиоактивных газов в слое сорбента. Обычно адсорбер заполняют гранулами активированного угля типа СКТ. В результате динамической адсорбции и радиоактивного распада в адсорбере устанавливается стационарный режим. Коэффициент адсорбции сильно зависит от температуры, возрастая с понижением последней. Из адсорбера 6 газы поступают в газодувку *7* и выбрасываются в трубу *8*. Системы газоочистки обычно в этом случае имеют три параллельные технологические линии, рассчитанные

одна на непрерывную работу в нормальном режиме при малом расходе газа, другая — при повышенном газовыделении, третья — резервная система. Для очистки воздуха от аэрозолей, как правило, используют тканевые фильтры.

12.6. ВРЕДНЫЕ ЖИДКИЕ СТОКИ

12.6.1. Общие положения. Рациональное использование и охрана водных ресурсов являются важной частью общей проблемы охраны окружающей среды. В настоящее время на нужды теплоэнергетики расходуется около 250 км^3/год воды, причем безвозвратные потери составляют около 15 км^3/год. Предполагается, что впоследствии потребление воды теплоэнергетикой возрастет, если не будет совершенствоваться технология, до 1000 км^3/год, а для разведения сбросов при существующих технологиях до приемлемых концентраций вредных примесей в воде ее потребуется 7000 км^3/год. Поэтому для улучшения использования водных ресурсов ведут работы в следующих направлениях: совершенствуют применяемые технологические процессы и разрабатывают новые с целью резкого уменьшения количества сбрасываемых примесей; совершенствуют технологию очистки сточных вод, включая их утилизацию и извлечение из них ценных веществ; отказываются, где это возможно, от использования в технологических процессах воды; применяют оборотное и повторное использование воды.

Водоемы и водотоки представляют собой сложные экологические системы существования биоценоза — сообщества живых организмов (животных и растений). При сбросе в водоемы стоков, содержащих вредные примеси, происходит отклонение экосистемы от равновесного состояния. Большие количества сбрасываемых вредных веществ могут вызывать отравление (а иногда и гибель) определенного вида гидробионтов (живых организмов). Обычно отклонения от равновесия интенсифицируют процессы, приводящие водоем в оптимальное для него состояние, которые называются процессами самоочищения водоема. Особенно большое значение в процессе самоочищения имеет кислородный режим водоема. Расход кислорода на минерализацию органических веществ определяется через его биохимическое потребление (БПК), которое характеризуется количеством кислорода, использованного в биохимических (при помощи бактерий) процессах окисления органических веществ

за определенное время инкубации пробы (мг кислорода/сут). Обычно на практике пользуются пятисуточной ($БПК_5$) или полной ($БПК_{полн}$) биохимической потребностью кислорода.

При больших сбросах вредных веществ в водоеме наступает большой дефицит кислорода, при котором значительно нарушается биоценоз, происходит накопление и загнивание органических веществ (анаэробные процессы), что вызывает серьезное ухудшение качества воды. Воздействие даже одной ядовитой (токсичной) примеси на качество воды и замедление процессов самоочищения водоемов могут влиять на жизнедеятельность гидробионтов. При установлении предельно допустимых концентраций (ПДК) вредных примесей в водоемах ориентируются на минимальную (подпороговую, ППК) концентрацию вещества по одному из следующих показателей: $ППК_{орл}$ — определяемая по изменению органолептических характеристик (цвету, привкусу, запаху); $ППК_{с р в}$ — определяемая по влиянию на санитарный режим водоема (БПК, растворенный O_2, pH — воды); $ППК_т$ — определяемая по санитарно-токсикологическому влиянию этого вещества. Значение нормативной ПДК каждого вещества в водоеме устанавливают по наименьшему значению одной из подпороговых концентраций.

Предельно допустимой концентрацией (ПДК) вредного вещества в воде водоема называется его концентрация, которая при ежедневном воздействии в течение длительного времени на организм человека не вызывает каких-либо патологических изменений и заболеваний, обнаруживаемых современными методами исследований, а также не нарушает биологического оптимума в водоеме. Некоторые ПДК, характерные для сбрасываемых котельными вод, приведены в табл. 12.11.

Если в водоем сбрасывается несколько токсичных веществ, то сумма их безразмерных концентраций (выраженных в долях соответствующего для каждого вещества ПДК) не должна превышать единицы (принцип аддитивности) с учетом фоновых концентраций вредных веществ, присутствующих в водоеме до сброса сточных вод:

$$\sum_{i=1}^{n}(C_i/\text{ПДК}_i)\le 1,$$

где C_i и ПДК_i — соответственно концентрация i-го вещества и его предельно допустимая концентрация в водоеме; n — число вредных веществ, сбрасываемых со сточной водой.

Таблица 12.11. **Предельно допустимые концентрации вредных веществ в водоемах, мг/кг**

Вещество	Для водоемов санитарно-бытового водопользования	Для рыбохозяйственных водоемов
По санитарно-токсикологическому лимитирующему показателю вредности		
Аммиак	—	0,05
Ванадий	0,1	—
Гидразин	0,01	—
Железо	0,5	—
Медь	0,1	0,01
Мышьяк	0,05	0,05
Нитраты (по азоту)	10,0	—
Ртуть	0,005	—
Свинец	0,1	0,1
Уротропин	0,5	—
Фтор	1,5	—
По органолептическому лимитирующему показателю вредности		
Нефть высокосернистая	0,1	—
Нефть и нефтепродукты	0,5	0,5 (по рыбохозяйственному признаку)
Фенолы	0,001	0,001 (по рыбохозяйственному признаку)

Для сточных вод величины ПДК не нормируются, поэтому необходимая степень их очистки определяется целиком и полностью состоянием водоема после сброса в него сточных вод. Режим сброса сточных вод в водоемы может быть: единовременным, периодическим, непрерывным с постоянным или переменным расходом, случайным. При сбросе сточных вод должен существовать предельно допустимый выброс (ПДВ) в единицу времени. Обычно его рассчитывают для конкретных условий и определяют в основном требуемую степень очистки сточных вод.

12.6.2. Источники и состав вредных жидких стоков и их очистка. В производственных технологических процессах котельных качество воды может изменяться настолько, что она становится непригодной (т. е. сточной водой) для дальнейшего

применения без специальной очистки. Современные теплостанции и атомные станции теплоснабжения являются источниками загрязнения окружающей среды в результате выбросов следующих видов сточных вод: 1) регенерационных и промывочных от систем химводоподготовки; 2) загрязненных нефтепродуктами; 3) от систем гидрозолоудаления котельных, работающих на твердом топливе; 4) от обмывок наружных поверхностей котлов; 5) от отработанных растворов после химической очистки теплового оборудования и его консервации; 6) после охлаждения подшипников движущихся механизмов; 7) коммунально-бытовых и хозяйственных; 8) от гидравлической уборки помещений тракта топливоподачи; 9) дождевых (ливневых), идущих с территории котельных; 10) от охлаждения конденсаторов турбин промышленных ТЭЦ; 11) от атомных станций теплоснабжения, загрязненных радиоактивными примесями.

Рассмотрим кратко содержание различных вредных примесей в отдельных видах сточных вод. В настоящее время в котельных в зависимости от качества исходной и требований к качеству добавочной воды применяют различные варианты схем водоподготовительных установок, обычно Na- и H-катионирование и H—OH-ионирование, иногда еще известкование, магнезиальное обескремнивание и др. Всем этим методам присущ главный недостаток — большое количество реагентов. При этом нужно отметить, что вследствие несовершенства конструкций и ведения технологических режимов очистки потребление реагентов значительно превышает стехиометрические количества по отношению к извлекаемым примесям. Так, при Na-катионировании превышение составляет 3—6 раз, при H-катионировании расход H_2SO_4 в 2—3 раза выше допустимого, при регенерации анионитов — в 5 раз. Это приводит к большим сбросам реагентов в водоемы. По подсчетам ученых, ежегодно с водами после регенерации фильтров сбрасывается свыше 200 тыс. т серной кислоты, свыше 100 тыс. т поваренной соли, свыше 100 тыс. т щелочи. Кроме того, в водах содержатся сернокислый алюминий, аммиак, фосфаты, углекислые соли кальция и магния, гидроокиси железа и алюминия, кремниевая кислота, органические вещества и многое другое. Таким образом, воды химводоочисток, не являясь особо значительным источником сточных вод, в то же время обладают высоким содержанием солей.

В современных теплостанциях основной преобладающей системой подготовки добавочной воды для питания котлов является глубокое химическое обессоливание. Исходную воду, обычно поверхностных водоисточников, подвергают освобождению от взвешенных и некоторой части растворенных органических веществ. Этого достигают так называемой *коагуляцией*, заключающейся в добавлении к воде раствора коагулянта. Когда способность загруженного в фильтр материала катионита к обмену ионов будет израсходована, т. е. весь *обменный натрий* будет использован, материал в фильтре подвергают *регенерации*, т. е. восстанавливают его способность умягчать воду — забирать из нее кальций и магний, обусловливающие жесткость воды. Регенерацию фильтров осуществляют, промывая истощенный материал 5—7%-ным раствором поваренной соли. Регенерацию натрий-фильтров осуществляют растворами поваренной соли. В этом случае стоки содержат избыток этой соли и вытесненные из фильтра кальций и магний в виде хлористых солей этих металлов. При Н-катионировании регенерантом обычно служит раствор серной кислоты. Стоки при этом содержат избыток кислоты и сернокислые соли кальция, магния, натрия и других поглощенных катионитом катионов, в частности соли аммония. Регенерацию анионитных фильтров проводят растворами щелочей (NaOH), и поэтому стоки кроме избытка щелочи содержат натриевые соли серной, соляной, азотной, кремниевой, угольной и органических кислот. При продувке осветлителей и промывке механических фильтров возникают стоки, содержащие песок, углекислые соли кальция и магния, гидроокиси железа, алюминия, органические вещества, силикаты и т. п. Количества всех этих сточных вод зависят от применяемого способа водообработки и состава исходной воды. Например, водоочистка часовой производительностью 1600 т воды/ч (работающая на воде р. Камы) сбрасывает за 1 ч до 500 м^3 сточных вод, в среднем содержащих 6 г/л различных солей. Таким образом, количество солей, сбрасываемых такой водоочисткой, составляет 3 т в час.

Основное воздействие сточных вод от водоподготовительных установок на водоемы заключается в засолении последних, изменении pH, увеличении БПК, изменении солевого состава воды водоемов. Источниками появления нефтепродуктов в сточных водах теплостанций являются мазутохозяйства, электротех-

ническое оборудование, вспомогательные службы. *Сточные воды мазутохозяйств* складываются: из охлаждающей воды насосов и других движущихся механизмов; грунтовых вод, загрязненых мазутом; стоков при промывке нефтехранилищ и при ремонтных работах; из аварийных утечек мазута в конденсат из теплообменников. Нефтепродукты попадают в водоемы в эмульгированном, коллоидном и растворенном состояниях и наносят серьезный вред водоемам, образуя пленки на поверхности воды и уменьшая аэрацию, или образуют донные отложения, отсекая фауну и флору дна от остальной части водоема. При концентрации нефтепродуктов всего 0,05—0,1 мг/кг гибнет в водоемах икра ценных рыб. Необходимо также отметить, что воздействие нефтепродуктов на водоемы имеет длительный характер, так как они относятся к числу слабоокисляющихся веществ. Обычно содержание нефтепродуктов при правильной эксплуатации и хорошей наладке оборудования составляет 2—5 мг/л, в старых котельных — до 100 мг/л. В среднем по стране концентрация в сбросных водах нефтепродуктов оценивается величиной 20—30 мг/л. Ориентировочно можно предполагать, что в среднем по стране сбрасывается в водоемы до 4000 т ежегодно.

Чаще всего возникновение сточных вод связано с недостатками аппаратуры или упущениями в эксплуатации. При устранении этих причин количество нефтезагрязненных сточных вод может быть сведено к минимуму или даже полностью ликвидировано. К упущениям в эксплуатации, вызывающим появление нефтезагрязненных вод, следует отнести: гидроуборку проливов масел в помещениях, течи арматуры, небрежный слив нефтепродуктов, очистку маслосистем со сбросом масляных загрязнений на почву и т. д. К недостаткам аппаратуры относятся: течи в нефтехранилищах; отсутствие приспособлений для качественного слива нефтепродуктов из цистерн, в частности отсутствие ограждающих щитков и площадок; непродуманность смазочных устройств; течи в маслоохладителях и многое другое.

Количество сбрасываемых нефтезагрязненных вод и степень их загрязнения мазутом и маслами за последние годы существенно снизились в связи с соблюдением эксплуатационным персоналом теплостанций требований, направленных на снижение загрязнений окружающей среды. Источниками наи-

большего количества сточных вод являются системы гидрозолоудаления котельных, работающих на твердом топливе, причем с увеличением доли сжигаемого твердого топлива в общем балансе возрастают объемы сбрасываемых вод, выходящих из систем гидрозолоудаления. После сжигания твердого топлива остается зола как в виде тонкой пыли, так и в форме сплавленных кусков — шлака. Зольность твердых топлив весьма различна, она колеблется от нескольких процентов до 40—50 %.

При сжигании твердого топлива для эвакуации очаговых остатков (т. е. золы и шлака) применяют гидравлический способ, состоящий в смывании их потоком воды. Золошлаковая пульпа по трубопроводам направляется на специально выделенные отвалы — так называемые золошлаковые поля, где зола и шлак оседают, а освободившаяся от них вода (осветленная вода) или стекает в природные водоемы, или возвращается для повторного выполнения той же функции (оборотное гидрозолоудаление). Однако в настоящее время большинство систем гидрозолоудаления (ГЗУ) не имеет оборота воды, и осветленные воды обычно сбрасывают в природные водоемы.

Химический состав вод ГЗУ определяется природой минеральной части топлива и режимом горения, главным образом температурой в факеле. Все топлива можно разделить на четыре типа: щелочные, сульфатные, сульфатно-щелочные и силикатные. К щелочным принадлежат торфы, сланцы и многие каменные угли, содержащие в золе значительное количество свободной окиси кальция. Воды ГЗУ от таких топлив обладают высокой щелочностью, достигающей 40—45 мг-экв/л, т. е. представляют собой насыщенный раствор гидроокиси кальция. Значение pH таких вод 12÷13, общее содержание растворенных веществ 2,5—3 г/л.

Сульфатные воды являются насыщенным раствором сернокислого кальция, содержащим до 2,2—2,3 г/л этого вещества. Общее содержание растворенных веществ в этих водах порядка 2,5—2,8 г/л; щелочность обычно невелика и не превышает 10 мг-экв/л. Источниками таких вод являются теплостанции, сжигающие угли Кузбасса. Сульфатно-щелочные воды имеют высокую концентрацию сернокислого кальция и одновременно насыщены гидроокисью кальция; значение их pH = 11÷12, а общее содержание растворенных веществ достигает 4—5 г/л.

Следует отметить, что сернистый газ, а также оксид и диоксид азота являются обычными примесями отходящих газов почти при любом топливе. Но для малощелочных или нещелочных зол кислотность, обусловленная этими газами, не «погашается» щелочами золы, так как их просто не хватает для этого.

Кроме $Ca(OH)_2$ и $CaSO_4$, являющихся определяющими компонентами вод ГЗУ, в них почти всегда присутствуют фториды в концентрациях от 1—2 до 20—30 мг/л. Часто в водах ГЗУ обнаруживают соединения ванадия, обычно от 0,1 до 1 мг/л, мышьяка, хрома, марганца, никеля и меди. Концентрации этих элементов обычно не превышают 0,1 мг/л, а чаще еще меньше. В золах ряда углей обнаружены ртуть, германий; в некоторых топливах отмечалось присутствие бериллия, лития, следов тория и урана. Концентрация этих элементов обычно очень мала. Итак, состав вод ГЗУ довольно разнообразен и большинство примесей токсично, для них имеются определенные предельно допустимые значения ПДК. Все это показывает, что сброс вод из систем гидрозолоудаления в природные водоемы совершенно недопустим.

Зола различных топлив и особенно мазута обладает способностью образовывать отложения на поверхностях нагрева котлов. Одним из наиболее распространенных способов освобождения наружных поверхностей нагрева от налипающих на них зольных частиц при работе котла на сернистых мазутах являются периодические водные обмывки. Предложены и другие способы очистки этих поверхностей, но все они сопровождаются столь сильным загрязнением окружающей среды окислами серы, ванадия, никеля, меди и другими токсичными веществами, что их применение органами здравоохранения и санитарного надзора не рекомендуется. В результате обмывки загрязненных поверхностей появляются обмывочные воды. Состав сточной воды после обмывки наружных поверхностей нагрева котельных, работающих на сернистых мазутах, следующий, г/л: свободной серной кислоты 4—5; сернокислого железа от 25—30 до 9—11; сернокислого ванадия от 0,5—1,3 до 0,3—0,8; сернокислого никеля от 0,2—0,3 до 0,08—0,12; сернокислой меди от 0,025—0,050 до 0,01—0,02. Общее содержание сульфатов составляет 20—25 г/л, прочих примесей — 1—2 г/л.

Как видно, эти воды являются примерно 0,5 %-ным раствором серной кислоты, содержащим значительные концентрации

сернокислых солей железа, никеля, ванадия, меди и некоторых других элементов в менее значительных концентрациях. Содержание ценных веществ, в особенности ванадия, в этих сточных водах столь велико, что, безусловно, целесообразно извлекать его для дальнейшего использования. Это может быть достигнуто осаждением части железа и всего ванадия щелочью. Получающийся шлам содержит от 18 до 28 % ванадия в пересчете на сухую массу и на пятиокись ванадия. Этот богатый ванадием шлам может быть пригоден в металлургии для получения различных ванадиевых сплавов.

В последние годы разработан простой и дешевый способ извлечения ванадия из этих вод. Принципиальная схема показана на рис. 12.15.

Загрязненная вода *1* поступает в емкость *2* для отделения крупных механических примесей и затем насосом *3* направляется в реактор *6*, куда также поступают окислитель *4* и щелочь с аммиаком *5*. В реакторе происходят химические реакции, в результате которых получается обогащенный ванадием осадок, который обезвоживается в фильтр-прессе *7*. Вода, оставшаяся в реакторе, с растворенными примесями поступает в отстойники *8*, куда также подается известковое молоко *9* и иногда воды, загрязненные нефтепродуктами *10*. Образовавшийся в результате химических реакций шлам выбрасывается в отвал *13*, а остальная вода проходит через фильтр *11*, где очищается и сбрасывается по трубопроводу *12* в окружающие водоемы.

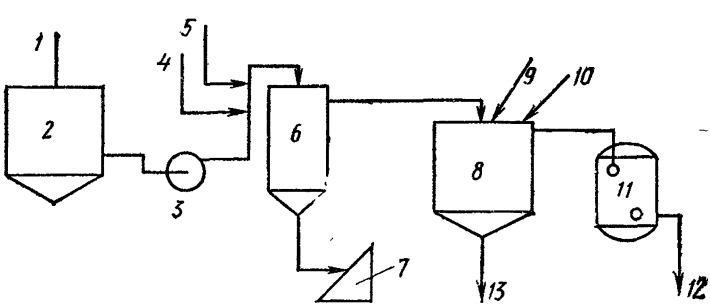


Рис. 12.15. Схема извлечения ванадия из вод гидрозолоудалением
1 — загрязненная вода; *2* — емкость-отстойник; *3* — насос; *4* — окислитель; *5* — аммиак; *6* — реактор; *7* — фильтр-пресс; *8* — отстойники; *9* — известковое молоко; *10* — воды, загрязненные нефтепродуктами; *11* — фильтр; *12* — трубопровод; *13* — сброс шлама

В котельных, отдающих пар производственным его потребителям, существенной составляющей питательной воды котлов является так называемый производственный конденсат, т. е. конденсат отработавшего на производстве пара. Обычно конденсат этого пара приходится очищать на специальных конденсатоочистках от тех примесей, которыми он неминуемо загрязняется в процессе транспортирования и эксплуатации. Этими неизбежными примесями являются окислы железа и вообще продукты коррозии тех конструкционных материалов, с которыми пар и конденсат контактируют на производстве. Часто этот конденсат загрязнен кремниевой кислотой, нефтепродуктами и соединениями кальция и магния, а также натрия за счет попадания сырой воды и по другим причинам. От всех этих примесей конденсат может быть освобожден на конденсатоочистке.

Однако практически далеко не всегда удается полностью изолировать пар и образующийся из него конденсат от различных веществ, участвующих в технологических процессах тех производств, куда подается пар. Если эти вещества являются солями, щелочами или кислотами (т. е. электролитами), то они могут быть задержаны фильтрами конденсатоочистки. Различные же органические вещества, не являющиеся электролитами, не только не могут быть задержаны из производственных конденсатов на конденсатоочистке, но и присутствие их не фиксируется обычными методами оперативного химического контроля. В то же время попадание этих веществ в котлы часто вызывает серьезные осложнения в эксплуатации, а иногда приводит к авариям. Так, иногда в возвращающиеся с химических предприятий конденсаты попадают из производственной аппаратуры хлорированные углеводороды — дихлорэтан, хлороформ, четыреххлористый углерод и т. д. Присутствие этих веществ в конденсатах обычными методами контроля не обнаруживается; они не изменяют величины pH, не повышают электропроводности жидкости, их присутствие не отражается на величине жесткости, щелочности и концентрации хлоридов. Фильтры конденсатоочистки не задерживают эти вещества; для угольных фильтров они обладают слишком малым молекулярным весом и поэтому ими не задерживаются, а ионитные фильтры не задерживают их, поскольку эти соединения не являются ионами и на них не диссоциируют.

На некоторых ТЭЦ и в котельных были случаи аварий, вызванных попаданием подобных веществ в котлы. Столь же тяжелые последствия могут возникнуть и при попадании органических соединений, содержащих серу, фосфор, мышьяк и другие кислотообразующие элементы. Опасаясь подобных осложнений, многие теплостанпии, отдающие пар производственным потребителям, часто воздерживаются от использования таких «подозрительных» конденсатов, предпочитая сливать их в дренаж, а нехватку воды восполняют умягченной или обессоленной водой природных водоисточников. Все это и приводит к появлению еще одного вида сточных вод — *неиспользуемых производственных конденсатов*. Эти стоки, пока не фиксируемые органами надзора за состоянием природных водоисточников, имеют повышенную температуру порядка 80—90 °С и могут содержать самые различные примеси в зависимости от технологии предприятий.

В настоящее время перечень возможных загрязнений таких конденсатов содержит несколько десятков наименований. Здесь и различные спирты (метиловый, этиловый, пропиловый, бутиловый и др.), альдегиды, кетоны, амино- и нитросоединения, красители и полупродукты, хлор, бром, сера-, фосфор- и мышьяксодержащие органические вещества, гетероциклические соединения — пиридин, пепиридин, хинолин и их дериваты, эфиры простые и сложные. Очевидно, что сброс таких конденсатов в природные водоемы недопустим даже по причине их высокой температуры, не говоря уже о загрязнении. При промывках (химических очистках) теплосилового оборудования образуются стоки, представляющие собой отработавшие *промывочные растворы*.

Следует различать промывки предпусковые и эксплуатационные. *Предпусковые* проводят 1 раз после окончания монтажа оборудования и преследуют цель — удаление монтажного шлама и очистку всех поверхностей перед включением установки в эксплуатацию. *Эксплуатационные* промывки осуществляют регулярно через известные интервалы; назначение их — удаление отложений, образовавшихся в процессе работы оборудования. Поскольку эти отложения содержат не только окислы железа, но и соединения других элементов — меди, алюминия, кальция, магния, марганца, реже хрома и никеля, то в отработавших растворах после эксплуатационных промывок содер-

жатся также и эти элементы. Обычно в их концентрации существенно меньше содержания железа, являющегося основным компонентом как монтажного шлама, так и эксплуатационных отложений. Очень часто в промывочных и консервационных водах содержится соляная, лимонная, фторфталиевая кислоты, аммиак, фториды, нитриты, уротропин, гидразин и другие химические соединения.

На атомных станциях теплоснабжения, ТЭЦ и особенно конденсационных электростанциях огромное количество тепловой энергии уходит с охлаждающей водой в водоемы. Тепловые сбросы по санитарным нормам не должны вызывать повышения собственной температуры водоема более чем на 5 °С в зимнее время и на 3 °С в летнее время. Эти нормы могут быть выдержаны лишь в том случае, если удельная тепловая нагрузка на водоем не превышает 12—17 кДж/м^3. Одним из наиболее важных вопросов при сбросе теплых вод в водоемы является организация процесса перемешивания этих вод с водами водоема. При неправильно организованном выпуске теплых вод зона с повышенной температурой может иметь значительное протяжение.

Глава 13. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

13.1. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

Современные теплогенерирующие установки должны удовлетворять следующим требованиям: 1) иметь простую и экономичную транспортировку теплоты к потребителю; 2) позволять размещение вблизи источников теплоснабжения складов для топлива и шлака; 3) иметь наиболее рациональную схему топливоподачи и шлакозолоудаления; 4) затраты на сооружение здания для источников теплоснабжения должны быть минимальными; 5) иметь наилучшие условия труда эксплуатационного персонала; 6) быть высокоэкономичными и безопасными при эксплуатации; 7) удовлетворять требованиям охраны труда. Проектирование теплогенерирующих установок состоит из

трех стадий: а) составления проектного задания с определением ориентировочной стоимости строительства и стоимости единицы тепловой энергии; б) выполнения технического проекта со сметами; в) изготовления рабочих чертежей. *Проектное задание* должно выявить техническую и экономическую целесообразность сооружения или реконструкции источников теплоты в намеченные сроки и дать ясные указания по выбору площадки для постройки здания, источника и системы водоснабжения, рода топлива и системы топливоподачи и золоудаления, а также по определению типа мощности, числа агрегатов и по наиболее целесообразной компоновке основных сооружений и размещению в них оборудования. Кроме того, в проектном задании определяют ориентировочную стоимость сооружения источников теплоснабжения и стоимость единицы вырабатываемой энергии (1 кВт · ч, 1 т пара или 1 кДж).

Технический проект выполняют только на основе утвержденного проектного задания и действующих правил и норм исходя из выделенного основного оборудования и уточненных данных, полученных в результате дополнительных изысканий и обследования. В техническом проекте решают основные вопросы, связанные: с разработкой рабочих чертежей, выдачей заводам заказа на поставку основного и вспомогательного оборудования и материалов; с составлением технической сметы и определением технико-экономических показателей теплогенерирующих установок.

Рабочие чертежи выполняют только согласно утвержденному техническому проекту и техническим данным (чертежам, техническим условиям и характеристикам) на выделенное оборудование в объеме, достаточном для производства строительных и монтажных работ. При проектировании на всех стадиях должны быть максимально использованы типовые проекты как теплогенерирующих установок в целом, так и отдельных их элементов.

Проекты должны быть разработаны с учетом рекомендаций СНиП II-35-76 «Котельные установки» комплексно и содержать следующие разделы: 1) общую часть и генплан; 2) тепломеханическую часть, включая топливный склад и топливоподачу; 3) электрическую часть; 4) водоснабжение; 5) химводоочистку; 6) строительную часть; 7) сантехническую часть; 8) организацию строительства; 9) сметы и сметно-финансовые расчеты;

10) организацию эксплуатации. Проектирование на всех стадиях обычно поручают одной проектной организации, которая в случае необходимости может привлекать специализированные организации по отдельным элементам проектирования (например, по изысканиям).

13.2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Компоновкой котельной называется взаимное расположение основного и вспомогательного оборудования, установленного в здании. Типы компоновки различаются между собой и зависят от назначения котельной, от параметров воды и пара, рода топлива, способа его сжигания, конструкции котлов, их производительности и т. д. В соответствии с принятым типом компоновки котельная может состоять из следующих помещений: помещения для установки котла, насосной, химводоочистки, экономайзерно-дымососной, склада топлива, служебно-бытовых помещений. В зависимости от тепловой производительности котельного агрегата вспомогательное оборудование, хвостовые поверхности нагрева (экономайзеры или воздухоподогреватели), тягодутьевые установки и оборудование для очистки продуктов сгорания могут быть групповыми или индивидуальными.

Групповое вспомогательное оборудование устанавливают, как правило, вместе с котельными агрегатами производительностью менее 8 ГДж/ч в небольших отопительных котельных, а индивидуальное — во всех остальных случаях. Котлы устанавливают на первом этаже. При наличии зольного этажа фронт котлов должен находиться на втором этаже. Фронт всех котельных установок должен находиться на одном уровне. Расстояние от стены до фронта котла или до выступающих частей топок должно быть не менее 3 м. Для котлоагрегатов, оборудованных механическими топками, и котельных установок, работающих на газе или мазуте, это расстояние должно быть не менее 2 м. Расстояние между газогорелочными устройствами и выступающими частями стены должно быть не менее 2 м. Перед фронтом котельных установок разрешается устанавливать дутьевые вентиляторы, насосы и тепловые щиты с обеспечением свободных проходов шириной 1,5 м.

Расстояние между котлами производительностью до 4 т/ч принимают равным 1—1,5 м, а производительностью свыше

4 т/ч — 2 м. Между крайним котельным агрегатом и стеной разрешается уменьшать расстояние до 1,3 м. Чугунные секционные котлы в целях сокращения длины котельного зала разрешается устанавливать попарно. Ширина прохода между отдельными выступающими частями, расстояние между котлами и задней стеной, а также проходы между оборудованием должны быть 1 м. Высоту котельного зала определяют исходя из обеспечения удобства работы. Она должна быть на 2 м выше самой верхней площадки. Площадки для обслуживания арматуры и контрольно-измерительных приборов должны иметь ширину не менее 600—800 мм, а ширина лестниц должна составлять 600 мм. На первом этаже котельной размещают также экономайзеры, воздухоподогреватели, питательные, подпиточные, рециркуляционные и сетевые насосы, оборудование для химической обработки воды. При наличии свободного места это оборудование располагают в общем зале и не предусматривают для него специального помещения.

Питательные баки устанавливают на уровне, превышающем на 6—8 м уровень установки питательных насосов, с таким расчетом, чтобы последние всегда находились под заливом. Такое расположение питательных баков особенно необходимо при наличии термической деаэрации питательной воды, а также во избежание явления кавитации в питательных насосах (вскипания воды во всасывающем патрубке насоса при возможном разряжении) под необходимым давлением. В ряде случаев деаэраторные питательные баки устанавливают вне помещения котельных (на крыше).

Для снижения высоты установки питательных баков температуру воды после деаэратора снижают до 70 °С подогревом воды в нагревателе. Конденсатные баки при самотечном возврате конденсата устанавливают в приямках котельной ниже уровня пола на 3,5—4 м. Если конденсат возвращается по напорным конденсатопроводам, то конденсатные баки можно не устанавливать, а подавать его непосредственно в бак-деаэратор. Водоподогреватели сетевой воды и конденсатоохладители размещают, как правило, на площадках, расположенных на уровне второго этажа или на нервом этаже. Административные и бытовые помещения располагают на втором-третьем этаже.

Компоновка водогрейной котельной с котлами типа ТВГМ-30, работающими на газе, показана на рис. 13.1. Осо-

бенность этой компоновки заключается в том, что все насосы, имеющиеся в котельной, размещены вдоль фронта котельных устройств. Это позволяет обслуживать их одним грузоподъемным устройством — однобалочным краном; кроме того, в котельной вентиляторы и дымососы расположены открыто, вне здания котельной. В тех случаях, когда кроме теплофикационной нагрузки с теплоносителем в виде горячей воды имеются также потребители пара, нередко сооружаются пароводогрейные котельные с установкой в них как водогрейных, так и паровых котлов. Одна из компоновок такой котельной, состоящей из трех паровых котлов типа ДКВР-20-13 и двух водогрейных котлов типа ПТВМ-50, показана на рис. 13.2. Котельная предназначена для работы на газе. Водогрейные котлы установлены

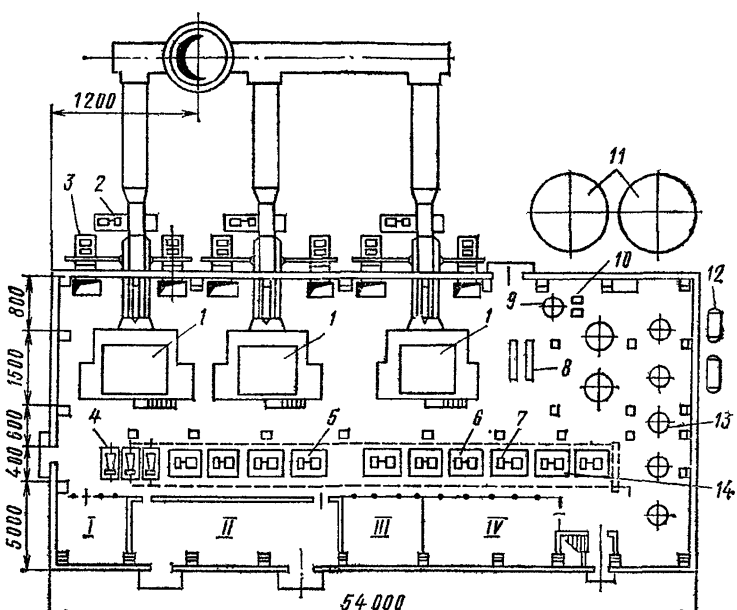


Рис. 13.1. Компоновка водогрейной котельной с котлами типа ТВГМ-30
I — газораспределительный пункт; *II* — контрольно-тепловой пункт; *III* — склад; *IV* — ремонтный пункт; *1* — водогрейные котельные установки: *2* — дымососы; *3* — вентиляторы; *4* — рециркуляционные насосы; *5* — сетевые насосы; *6* — подпиточные насосы; *7* — насосы сырой воды; *8* — подогреватели сырой воды; *9* — бак-деаэратор; *10* — насосы рабочей жидкости для эжектора; *11* — баки-аккумуляторы; *12* — баки — хранилище серной кислоты; *13* — химводоочистка; *14* — насосы декарбонизированной воды

полуоткрыто с индивидуальными металлическими дымовыми трубами и работают на естественной тяге. Паровые котельные установки, размещаемые полностью в здании котельной, имеют индивидуальные дымососы и вентиляторы, располагаемые вне здания котельной. Дымовые газы от паровых котлов удаляются через общую для них дымовую трубу. Оборудование для химической водоочистки и насосы располагают в здании котельной, а деаэраторную установку располагают открыто. Такая компоновка позволяет производить расширение как водогрейной, так и паровой части котельной.

Компоновку теплоподготовительных устройств в пределах котельной выполняют по-разному. В котельных установках с котлами типа ДКВР, имеющими высоту здания не более 8—10 м,

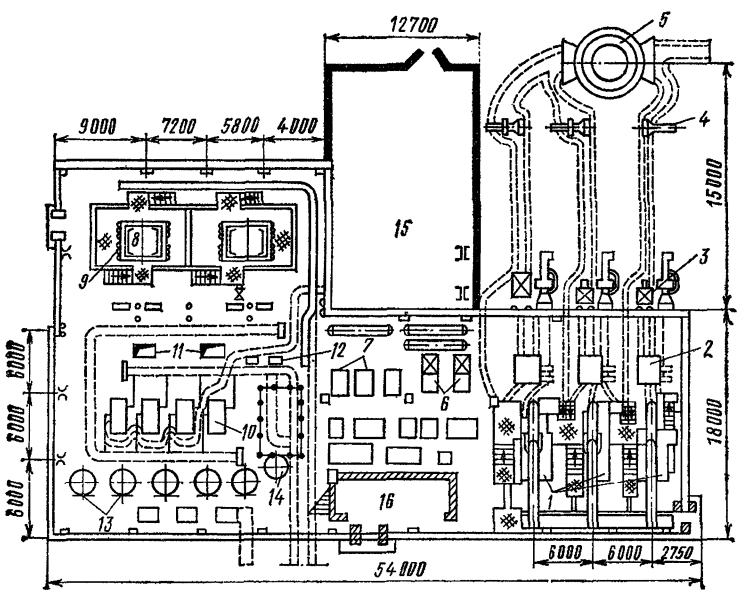


Рис. 13.2. Компоновка пароводогрейной котельной

1 — паровые котлы; *2* — водяной экономайзер; *3* — дутьевой вентилятор; *4* — дымосос; *5* — дымовая труба; *6* — паровой насос; *7* — питательный электронасос; *8* — водогрейный котел ПГВМ-50-1; *9* — дутьевые вентиляторы; *10* — сетевой насос; *11* — рециркуляционный насос; *12* — подпиточный насос; *13* — катионитовый фильтр; *14* — солерастворитель; *15* — помещение распределительного устройства; *16* — служебно-бытовые помещения

для нагрева сетевой воды применяют горизонтальные пароводяные подогреватели. Последние выполняют в виде блока вместе с охладителем конденсата и в собранном виде поставляют на место монтажа. Блоки подогревателей сетевой воды, располагаемые на высоте 7 м, трубопроводами соединены с сетевыми насосами, которые так же, как и подпиточные насосы, размещают на полу котельной. В котельных с высотой помещения 18—20 м, как правило, устанавливают вертикальные пароводяные подогреватели.

Архитектурная компоновка котельных. Для защиты от воздействия атмосферных осадков и замерзания воды котлы и вспомогательное оборудование располагают в специальных помещениях, в отдельных зданиях или в помещениях, непосредственно примыкающих к отапливаемым зданиям. Расположение оборудования в котельной должно быть удобным и безопасным при эксплуатации, иметь простую схему коммуникаций трубопроводов и минимальную площадь. Котельные, сооружаемые на территории промышленных объектов, в зависимости от климатических условий могут быть закрытыми, полуоткрытыми и открытыми. Котельные, где все основное и вспомогательное оборудование размещено в помещениях, называются з а к р ы т ы м и. Такие котельные сооружают на территориях жилых массивов, а также на промышленных предприятиях при расчетной температуре наружного воздуха −30 °С и ниже. П о л у о т к р ы т ы е котельные, в которых оборудование установлено на открытом воздухе, не требуют постоянного надзора (например, дымососы) и применяются в районах с расчетной температурой наружного воздуха, колеблющейся в пределах от −20 до −30 °С. В *открытых* котельных защищены только котлы и имеются закрытые служебно-бытовые помещения. Такие котельные сооружают в районах, где расчетная температура наружного воздуха составляет −20 °С и выше. Однако в этих случаях котлы должны быть защищены от атмосферных осадков и приняты меры против замерзания воды в трубопроводах, арматуре и других элементах.

Здания котельных включают следующие помещения: котельный и машинный (при выделении насосов в специальное помещение) залы, мастерские, служебные, бытовые и при необходимости зольные. Котельная также имеет помещения для трансформаторных подстанций и газораспределительного

пункта. Размещение оборудования, а следовательно, и отдельных помещений в котельной должно учитывать возможность ее расширения без прекращения работы. Для этой цели в зданиях котельных одну из торцовых стен оставляют свободной. В котельных не разрешается устраивать подвальных этажей. Все оборудование (за исключением конденсатного и частично золоудаления) должно устанавливаться на уровне прилегающей территории или несколько выше. При высоком уровне стояния грунтовых вод предусматривают надежные мероприятия против проникания воды в заглубленные помещения. Основания полузаглубленных дымовых боровов каналов и подсобных сооружений должны находиться на 300 мм выше уровня стояния грунтовых вод.

Котельные, как правило, размещаются в отдельно стоящих зданиях. Блокирование котельной с другими производственными зданиями разрешается только в тех случаях, когда это допускается технологией основного производства, санитарно-гигиеническими требованиями и целесообразностью планировки участка. Для встроенных котельных разрешается установка паровых котлов с давлением пара до $0{,}7 \cdot 10^5$ Па и водогрейных котлов с температурой нагрева воды до 115 °С.

Невозможность блокирования котельных с другими зданиями объясняется следующими основными санитарно-гигиеническими и техническими факторами. В соответствии с санитарными нормами проектирования промышленных предприятий котельные, работающие на местном топливе при максимальном расходе до 3,5 и 10 т/ч, должны иметь санитарно-защитные зоны шириной соответственно 75, 100 и 125 м. Соблюдение требуемой санитарно-защитной зоны влечет за собой необходимость отделения здания котельных от других сооружений. Отделение котельной от других зданий диктуется также и техническими соображениями: ее расширением, размещением оборудования для улавливания золы из продуктов сгорания, расположением оборудования для топливоподачи, шлако- и золоудаления и обеспечением фронта котлоагрегата естественным освещением.

В соответствии с требованиями Ростехнадзора искусственное освещение котельных должно быть выполнено в двух вариантах: рабочее — от общей электросети и резервное — с самостоятельным источником питания. В котельных с про-

изводственной площадью менее 250 м^2 в качестве аварийного освещения разрешается применять переносные электрические фонари. Минимальная освещенность отдельных рабочих мест должна быть: для контрольно-измерительных приборов и пультов управления — 50 лк; для фронта котлов, помещения химической водоочистки, приборов автоматики и управления оборудования — 20 лк; для площадок обслуживания котлов — 10 лк.

Здания котельных должны иметь отопление и естественную вентиляцию, обеспечивающие удаление загрязненного воздуха и поддержание необходимой температуры в производственных помещениях: зимой не ниже 12 °С, а летом не выше чем на 5 °С по сравнению с температурой наружного воздуха. Вентиляция должна обеспечивать трехкратный обмен воздуха в основных помещениях. Механическая вентиляция в котельном зале не допускается во избежание создания разрежения. Объемно-планировочные решения котельных выполняют из унифицированных конструктивных элементов, их основные размеры в плане и по высоте должны быть кратны строительным модулям. В котельных с производственной площадью более 200 м^2 или при длине помещения по фронту более 12 м устраивают два выхода. Все двери должны открываться только наружу.

13.3. ОСНОВЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Эксплуатация котельного агрегата заключается в следующем: в растопке и останове агрегата, в контроле за работой котельного агрегата и управлением им, выборе оптимальных режимов работы и наивыгоднейшего распределения нагрузок, соблюдении правил технической и безопасной эксплуатации, в организации ремонтов, профилактике аварий и т. д. Современный котельный агрегат требует самого тщательного контроля и безошибочного управления. Задачей контроля и управления является обеспечение в каждый момент требуемой паропроизводительности или теплопроизводительности и заданных параметров пара и воды при надежной и экономичной работе агрегата. Производительность является основным показателем работы котельной установки.

Подготовка котла к работе. Перед растопкой проверяют исправность котла и готовность его к пуску, для чего производят тщательный внутренний (если котел открыт) и наружный осмотр агрегата. Проверяют исправность всей арматуры и арматуры топки и газоходов котла, взрывных клапанов, плотность закрытия лазов и люков, готовность к пуску дымососов и вентиляторов опробованием их работы и пр. После этого открывают воздушные краны (если они имеются) на котле и экономайзере или приподнимают предохранительный клапан для выпуска воздуха. Далее открывают питательный клапан, и котел заполняют водой. Заполнение котла водой производится через экономайзер (если он имеется), при этом воздушный кран или предохранительный клапан на экономайзере должны быть открыты; при появлении в них воды их закрывают.

Одновременно производят заполнение водогрейных котлов и всей системы отопления. Котел заполняют водой надлежащего качества при температуре ее в пределах 50—90 °С. Неравномерное прогревание или охлаждение котла может вызвать термические деформации. Заполняют котел медленно (1—2 ч) до низшей отметки водоуказательного стекла с учетом того, что уровень воды при нагреве ее повысится. Затем начинают растопку котла: зажигают слой топлива на решетке, растопочные мазутные форсунки или газовые горелки. Одновременно ведут наблюдение за плотностью котла и отсутствием утечек по уровню воды в водоуказательном стекле. Растопку котла вначале производят при слегка приоткрытом шибере за котлом (без дымососа) без вентиляторного дутья, затем включают вентилятор и увеличивают тягу. Перед растопкой газоходы котла необходимо провентилировать естественной тягой или включением дымососа в течение 5—15 мин, более длительно — при газообразном топливе и мазуте.

При установке некипящего и группового экономайзера газы пропускают помимо него через обводной дымоход; при отсутствии последнего через экономайзер непрерывно прокачивают воду; температура воды по выходе из экономайзера не должна превышать 60 °С. Для предотвращения коррозии воздухоподогревателя вентиляторы включают при достижении температуры газов за воздухоподогревателем не менее 120 °С или воздух пропускают помимо него. Растопку котла производят по графику, согласно которому первую половину всего нагрева воды в котле

до начала образования пара. Второй период времени делится на два этапа. На первом этапе давление в котле поднимают на $^1/_4$ предельного рабочего давления, а на втором — до предельного. Быстрый нагрев котла при растопке вызывает неравномерное расширение поверхностей нагрева, что часто является основной причиной разрушения вальцовочных и других соединений. Поэтому растопку производят в течение 2—4 ч.

При повышении давления в котле выше атмосферного предохранительные клапаны закрывают и приводят в рабочее состояние. Проверку и продувку водомерных стекол, пробных кранов и манометров производят при достижении давления в котле 0,05—0,15 МПа (манометрических) и вторично перед включением котла в магистраль. Проверяют также состояние продувочных (спускных) вентилей котла (на ощупь по нагреву труб). При давлении 0,3—0,4 МПа продувают барабан котла и нижние коллекторы экранов (при наличии их). При растопке заливка пароперегревателя водой для охлаждения не допускается.

Пароперегреватель охлаждают продувкой его образующимся в котле паром через выходные коллекторы. Продувку пароперегревателя прекращают только после включения котла в магистраль. Одновременно с растопкой котла при достижении давления пара в барабане до 0,2—0,3 МПа прогревают соединительный паропровод от котла к магистрали. Через 25—30 мин после начала прогрева медленно и осторожно открывают вентиль или задвижку на соединительном паропроводе у магистрали. При этом котел остается отключенным от магистрали только с помощью одной задвижки на барабане или за пароперегревателем (главной паровой задвижки). Перед подключением котла к магистрали при давлении в барабане на 0,05—1 МПа ниже давления в магистрали проверяют действие предохранительных клапанов осторожным их подъемом и опусканием. По мере повышения давления в котле постепенно прикрывают продувочный вентиль пароперегревателя во избежание излишней потери пара.

При давлении в котле на 0,02—0,05 МПа ниже давления в общем паропроводе (магистрали) медленно и осторожно открывают паровой вентиль (задвижку) на барабане котла или на пароперегревателе (при наличии его) и соединяют котел с паропроводом. После включения котла в паропровод снова тщательно проверяют состояние всего агрегата и его арматуры. Затем

закрывают дренажный вентиль пароперегревателя. При снижении уровня воды в котле начинают питать его водой. Закрывают обводной дымоход и направляют газы через экономайзер или воздухоподогреватель. Таким образом котлоагрегат переводят на рабочий режим.

Обслуживание котла во время работы сводится к поддержанию нормального режима, который обеспечивает наибольшую выработку пара заданных параметров при наименьших затратах топлива в условиях безопасной и надежной работы котельного агрегата. Технологические и экономические показатели, характеризующие режим работы котла при разных нагрузках, указываются в режимной карте, в соответствии с которой персонал и осуществляет ведение технологического процесса. Основными из этих показателей являются: давление и температура отпускаемого пара; температура питательной воды; водный режим котла и режим продувок; содержание кислорода в дымовых газах, температуры последних по газовому тракту и т. п. Все отклонения режимов от рекомендуемых устраняются системой автоматического регулирования или с помощью персонала, воздействуя на регулирующие и запорные органы дистанционно или вручную на месте их установки.

В задачу персонала при обслуживании котельного агрегата входит поддержание паропроизводительности котла в соответствии с его нагрузкой. Несоответствие между ними приводит к изменению давления пара в барабане котла. Паропроизводительность котла необходимо регулировать таким образом, чтобы обеспечивался нормальный режим работы топки (тепловой и воздушный), исключающий ее шлакование. Персонал должен следить за питанием котла и уровнем воды в барабане, поддерживая его примерно на середине водоуказательного стекла. Следует правильно вести процесс горения в топке, не допуская отклонения содержания CO_2 или O_2 в отходящих газах от установленных норм; необходимо поддерживать минимально допустимое разрежение в топке, нельзя допускать потерь топлива со шлаком, провалом и уносом, а также резкого повышения температуры уходящих газов. Присосы воздуха в газоходы котельного агрегата не должны превосходить установленных норм. Все неплотности обмуровки и гарнитуры следует устранять в процессе работы, не дожидаясь очередной остановки котла.

Обслуживающий персонал следит за температурой перегрева пара и температурой воды на выходе из экономайзера, не допуская повышения ее выше установленной величины, а также следит за состоянием поверхностей нагрева и при необходимости периодическими обдувками устраняет наружные загрязнения их шлаком и уносом. О необходимости обдувки судят по повышению температуры уходящих газов и сопротивлению газового тракта. Не реже 1 раза в смену проверяют исправность действия манометра, предохранительных клапанов и водоуказательных приборов. Регулярно по нагреву труб (на ощупь) проверяют плотность спускных и дренажных вентилей. Все записи о работе оборудования, замеченных его дефектах и проведенных мероприятиях по их устранению дежурный персонал заносит в оперативный журнал и ремонтную книгу. Кроме того, записывают показания приборов (показывающих и регистрирующих). На основании этих записей и анализа суточных ведомостей по работе котельных агрегатов составляют первичную отчетность. Во вторичную отчетность входят обобщенные данные по котельной за определенный период, по которым судят о работе котельной установки.

Останов котла может быть плановый, кратковременный и аварийный. *Плановый* (полный) останов котла производят по графику в определенной последовательности. Прекращается подача топлива, в слоевой топке дожигаются его остатки на решетке, прекращается подача воздуха (останавливается вентилятор), в течение 10 мин вентилируются газоходы; затем останавливаются дымососы и закрывается шибер за котлом. После прекращения горения в топке и выработки пара котел отключают от паровой магистрали и открывают продувку пароперегревателя на 30—50 мин для его охлаждения. Затем очищают топку от остатков топлива, золы и шлака, разгружают золовые бункера. Во время останова котла непрерывно наблюдают за уровнем воды в котле и его питанием. После отключения котла от паровой магистрали его подпитывают до допустимого верхнего предела. В течение 4—6 ч котел медленно остывает, при этом топочные дверцы и шибер за котлом должны быть закрыты. Через 4—6 ч после останова проветривают газоходы с помощью естественной тяги и продувки котла. Спустя 8—10 ч после останова для ускорения охлаждения открывают шибер за котлом и включают дымосос, продувку повторяют. Воду полностью удаляют из

котла только после охлаждения ее до 70—80 °С. Воду спускают медленно, открывая при этом воздушные краны или предохранительные клапаны. Затем котел отсоединяют от других котлов установкой металлических заглушек между фланцами на паровых, питательных, спускных и продувочных линиях. После этого осматривают топку, котел, вспомогательное оборудование; о всех замеченных неисправностях делают записи в журнале; во время остановки котла эти неисправности устраняют.

При останове котла на длительный срок (более 10 сут) принимают меры по защите котла от коррозии, возникающей вследствие действия влаги и кислорода. Для этой цели используют различные способы защиты, выбор которых определяется местными условиями. Наиболее часто применяют следующие: сухой способ, при котором котел освобождают от воды и в нем поддерживают постоянную сухость воздуха с помощью влагопоглотителей (хлористый кальций — 1 кг/м^3 внутреннего объема, известь — 2 кг/м^3 и т. д.); мокрый способ — весь объем котла заполняют щелочным раствором (при наполнении питательной водой с содержанием в растворе 2 кг/м^3 едкого натра, 5 кг/м^3 тринатрийфосфата или 10 кг/м^3 кальцинированной соды); способ избыточного давления, заключающийся в том, что на остановленном котле постоянно поддерживают давление выше атмосферного (за счет подвода пара от других котлов или периодического разогрева путем сжигания топлива). Таким образом предотвращают доступ воздуха в котел.

Кратковременный останов котельного агрегата может быть вызван нарушением его нормальной работы вследствие неисправности оборудования или по другим причинам, которые могут вызвать аварию. Последовательность операций в этих случаях такая же, как и при плановом останове котла. После отключения котла от паровой магистрали и открытия продувки пароперегревателя ведут наблюдения за манометром, водоуказательным прибором и общим состоянием топки и котла.

Аварийный останов котлоагрегата может быть в следующих случаях: при повышении давления пара в котле сверх допустимого (несмотря на уменьшение подачи топлива, дутья и тяги и усиленное питание водой); при утечке воды и переполнении котла водой; выходе из строя обоих предохранительных клапанов; вследствие неисправности манометра и всех водоуказательных приборов; выходе из строя всех питательных насосов и прекра-

щения питания котла водой; наличии существенных повреждений элементов котла (разрыве трубы, появлении трещины, выпучины, течи и т. п.); обнаружении ненормальностей в работе котла (ударов, стуков, шума, вибрации); разрушении кладки, разогрева докрасна каркаса, обшивки котла; при возникновении пожара, угрожающего котлу. При аварийном останове котел немедленно отключают от главной паровой магистрали, прекращают подачу топлива и воздуха, резко снижают тягу; горящее топливо в слоевых топках немедленно удаляют или осторожно заливают водой.

13.3.1. Ремонт оборудования котельных. В процессе работы котельной установки наблюдается естественный износ основного и вспомогательного оборудования; кроме того, оно подвергается различным повреждениям и загрязнению. В связи с этим возникает необходимость в восстановлении изношенных элементов. В зависимости от назначения ремонтные операции разделяются на вахтенно-ремонтные (межремонтное обслуживание) и планово-предупредительные (профилактические). К последним относятся текущие и капитальные ремонты. Межремонтное обслуживание включает уход и надзор за оборудованием котельной и различных трубопроводов, а также мелкий ремонт оборудования. В результате этого удлиняются сроки службы оборудования без снижения его качественного состояния, ускоряются и удешевляются ремонты. Межремонтное обслуживание не планируют, его выполняют персонал вахты и дежурный слесарь во время работы котельного оборудования.

Планово-предупредительные (профилактические) ремонты котельного оборудования производят согласно плану: текущий ремонт 2—3 раза в год, капитальный — 1 раз в год. Объем работ зависит от типа оборудования и его состояния. В состав текущего ремонта входят следующие операции: частичная разборка оборудования; разборка и проверка отдельных узлов; ремонт или замена изношенных деталей; осмотр и выявление состояния отдельных элементов оборудования; проверка и опробование отремонтированного оборудования. В зависимости от технологии операций текущий ремонт производит бригада с участием эксплуатационного персонала на месте установки оборудования или в мастерской. В задачу капитального ремонта входят восстановление первоначального состояния оборудования и улучшение его технических характеристик путем проведения во всех возможных случаях модернизации.

При капитальном ремонте выполняют следующие операции: полную разборку котельного оборудования; замену отдельных деталей или элементов; исправление всех обнаруженных дефектов; проверку отремонтированных частей и деталей; их опробование и т. п. Капитальный ремонт проводит бригада или специализированная организация на месте установки оборудования или в мастерской.

Время, затрачиваемое на ремонты, зависит от характеристик оборудования, объема выполняемых работ и устанавливается в соответствии с нормами длительности простоя котлов в ремонте. Уменьшения времени ремонта при одновременном обеспечении хорошего качества работ достигают своевременной и тщательной подготовкой и улучшением технологии их проведения. К подготовительным ремонтным работам относятся: наружный и внутренний осмотры котлоагрегата; составление дефектной ведомости и графика ремонта с указанием полного объема работ; нормирование и расстановка рабочей силы по видам работ; подготовка инструмента, запасных деталей, материалов такелажных принадлежностей и др.

После окончания ремонта производят сдачу-приемку оборудования. Сдачу производит ремонтный персонал или руководитель работ ремонтного цеха, а принимает руководство котельной в процессе выполнения работ по узлам при холодном состоянии оборудования, а также по окончании ремонта после длительной проверки и испытания оборудования. Приемку оборудования оформляют соответствующими документами, после чего котлоагрегат считают принятым и вводят в эксплуатацию. Возникающие в процессе эксплуатации внезапные нарушения в работе оборудования (аварии) приводят к внеплановым, аварийным ремонтам. В зависимости от объема аварийный ремонт может быть отнесен к текущему или капитальному. Правильно организованная система планово-предупредительных ремонтов сокращает до минимума возможность аварийного ремонта. Для предотвращения аварий Ростехнадзор в установленные сроки производит наружный и внутренний осмотр котлов и их гидравлические испытания.

Наружным осмотром обследуют общее состояние котла, топки, обмуровки, паропроводов, арматуры; проверяют правильность действия последней, а также знание персоналом эксплуатационных правил и инструкций. Наружный осмотр осуще-

ствляет инспектор Ростехнадзора без останова котлоагрегата не реже 1 раза в год. При внутреннем осмотре кроме общего состояния оборудования и его эксплуатации обследуют стенки барабанов котла, кипятильных труб, плотность газоходов. Внутренний осмотр производят не реже 1 раза в 3 года.

Гидравлическое испытание производят 1 раз в 6 лет, а внеочередное — после реконструкции котлоагрегата. Перед гидравлическим испытанием производят внутренний осмотр котла, при этом освобождают от изоляции все швы барабанов, коллекторов, штуцеров и т. п. Затем котел заполняют водой и ручным насосом давление в нем поднимают до пробного; последнее устанавливают для барабанных водотрубных котлов на 25 % выше рабочего. Под пробным давлением котел выдерживают в течение 5 мин. Если не обнаруживают признаков разрывов и изменений формы, то считают, что он выдержал испытание. Результаты освидетельствований и испытаний записывают в котельный журнал. При неудовлетворительном состоянии котельного агрегата инспектор Ростехнадзора имеет право запретить его дальнейшую эксплуатацию или допустить к работе при пониженном давлении.

13.3.2. Нормативные документы и директивные материалы по эксплуатации. Котельные агрегаты эксплуатирует персонал согласно местным инструкциям и режимным картам. Инструкции должны отражать руководящие положения, изложенные в правилах Ростехнадзора, правилах технической эксплуатации (ПТЭ), правилах техники безопасности работы в котельных и в инструкциях заводов-изготовителей. Всякие отступления от этих положений должны быть технически обоснованы и согласованы с соответствующими организациями. Правилами госгортехнадзора предусматривается обеспечение безопасной работы котельных агрегатов путем проведения осмотров и проверки их состояния. В этих правилах указаны требования, предъявляемые к металлу поверхностей нагрева и других деталей котельного агрегата, находящихся под давлением; требования к качеству сварных соединений и контроль за ними и др. Согласно этим правилам, на каждый котлоагрегат заводят журнал, в который записывают все реконструктивные мероприятия и результаты проверок состояния котельного агрегата.

С целью предупреждений опасных последствий при аварийных режимах работы котельной установки правила Ростехнадзора требуют немедленного (аварийного) останова котлоагрега-

та в следующих случаях: при чрезмерном повышении давления; при повышении (и понижении) уровня в барабане котла за верхний или нижний допустимые пределы; при выходе из строя питательных насосов и предохранительных устройств; при повреждении основных элементов котлоагрегата. В Правилах технической эксплуатации (ПТЭ) регламентируются вопросы эксплуатации котельной установки, устанавливаются требования к подготовке персонала и проверке его знаний, содержатся правила по поддержанию в необходимом состоянии основного и вспомогательного оборудования.

Эти правила составляют на основании эксплуатационного опыта, работ наладочных и научно-исследовательских организаций, требований заводов-изготовителей. По мере освоения в работе нового оборудования и разработки новых приемов эксплуатации ПТЭ уточняют и изменяют. В режимных картах указывают значения основных регулируемых параметров, которые эксплуатационный персонал должен поддерживать. Режимную карту составляют на основе испытаний; она должна отражать наиболее экономичные и надежные режимы работы.

13.4. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

13.4.1. Задачи и методика проведения испытаний. Задачами испытаний котельной установки являются: определение КПД и величин отдельных потерь теплоты; выявление причин отклонения потерь от расчетных значений; разработка мероприятий по их уменьшению и достижению гарантированного заводом КПД. В результате испытаний выявляют оптимальные условия работы и составляют режимную эксплуатационную карту.

По назначению различают следующие испытания: а) *режимно-наладочные*, проводимые с целью установления оптимальных значений коэффициента избытка воздуха и тонины помола, оптимального распределения воздуха, максимальной нагрузки при одном вентиляторе и дымососе, условий нормальной работы и др.; б) *гарантийные или приемно-сдаточные*, проводимые с целью проверки гарантированных заводом-поставщиком экономических показателей агрегата. Их проводят при постоянной нагрузке, на расчетном топливе, на чистых поверхностях нагрева, при минимальных колебаниях всех параметров; в) *экс-*

плуатационные, проводимые после капитального ремонта или реконструкции, при переходе на другой вид топлива, при появлении систематического отклонения параметров от нормальных; г) *специальные*, проводимые для выявления характеристик отдельных элементов котлоагрегата: пароперегревателя, экономайзера, воздухоподогревателя, циркуляционной системы и т. п. *Тепловые балансовые* испытания классифицируются по категориям сложности в зависимости от целей испытания. При гарантийных испытаниях колебания параметров не должны превышать следующих значений: нагрузки ±5 %, давления ±5—7 %, температуры перегрева ±3 %, коэффициента избытка воздуха ±10 %. При этом КПД определяют с точностью ±1,5—2 %. При эксплуатационных испытаниях КПД определяют с точностью ±3—5 %; колебания параметров могут быть того же порядка, как и при нормальной эксплуатации.

Различают два метода проведения тепловых балансовых испытаний: прямой — с определением КПД непосредственно по полезной теплоте пара и расходу топлива и обратный — с определением КПД по суммарной величине потерь теплоты. Продолжительность испытания котельной установки при прямом балансе должна быть не менее 8 ч (на угле) и 4 ч (на мазуте или газе), а при обратном — не менее соответственно 4 и 3 ч. При испытании замеряют все величины, необходимые для определения КПД, и потери теплоты в котлоагрегате.

Потери теплоты и КПД котельного агрегата определяют по формулам расчета составляющих теплового баланса котла (см. главу 2, § 2.3.3). Измерения параметров работы котла, необходимых для выполнения этих расчетов, обязательно сопровождаются определенными погрешностями. Различают абсолютные и относительные погрешности измерений. Абсолютная погрешность Δ — это разность между показаниями прибора, измеряющего искомый параметр, и истинным значением этого параметра. Величина Δ выражается в единицах измеряемого параметра. Относительная погрешность δ равна абсолютной погрешности, деленной на истинное значение измеряемого параметра; величина δ выражается в процентах. При проведении теплотехнических испытаний результирующая относительная погрешность при определении КПД котельного агрегата по методу прямого баланса не превышает 4 % (при КПД = 90 %), а абсолютная составляет ±3,6 %.

При расчете КПД котельного агрегата по обратному балансу суммарная относительная погрешность измерения потерь теплоты составляет ±5—10 %, что приводит к относительной погрешности определения КПД котельного агрегата, равной 0,35—0,70 % (при КПД = 90 %). Отсюда следует, что наименьшая относительная погрешность определения КПД котельного агрегата при теплотехнических испытаниях получается при применении метода обратного баланса. Этот метод на практике получил большее распространение, чем метод прямого баланса.

13.4.2. Организация, проведение и оформление результатов испытаний. Теплотехническому испытанию должно предшествовать составление программы, в которой указывают цель испытания, класс точности, число испытаний, режим работы, правила техники безопасности персонала, участвующего в испытаниях. В программе предусматривают: цели испытания (например, определение максимальной производительности котла, определение КПД котла, удельного расхода топлива на единицу выработанной тепловой энергии); наладку работы котла с составлением режимной карты, а также графиков изменения параметров котла при разных нагрузках; выявление дефектов в работе котла и разработку способов их устранения. Программу испытаний утверждает ответственный за состояние оборудования котельной (начальник котельной, главный энергетик завода или фабрики и др.). Обычно испытания проводят при различных нагрузках, начиная от 100 %, и затем при 90, 70 и 50 % номинальной производительности котла.

Объективные результаты испытания могут быть достигнуты только при слаженной работе участников испытания, начиная от руководителей и кончая наблюдателем, при хорошем знании местных условий: особенностей котельного агрегата, надежности работы оборудования, диапазонов изменения нагрузки, способов питания котла водой, состояния продувочных линий и т. п. Не следует проводить испытания сразу после чистки и ремонта котла или после окончания монтажа. Приступать к испытанию можно только спустя минимум 48 ч после начала работы со средней нагрузкой.

Перед началом основных испытаний выполняют прикидочные испытания, дающие возможность получить необходимые в дальнейшем навыки в обращении с приборами и убедиться в исправности последних, получить характеристики элементов уста-

новки, выявить наличие крупных дефектов в их работе и принять меры к устранению этих дефектов (неплотностей обмуровки, ненормальной тяги, дутья и др.). Во время основных испытаний колебания нагрузки в течение одного испытания не должны быть более ± 10 %. Записи показаний всех приборов ведут в журналах наблюдений, выполненных по специальной форме. Графы журнала (номер испытания, дата испытания и номер прибора) заполняют после установки приборов непосредственно перед началом опыта.

До начала основного испытания целесообразно сделать 3—4 записи показаний приборов с интервалом по времени, соответствующим принятому в программе. Это очень важно, так как позволяет участникам испытания освоиться на порученном участке, что обеспечит меньшую вероятность ошибок и неточностей в записях. Начало отсчета всех измерений следует вести от одного момента. Число наблюдателей обычно выбирают из расчета 3—4 измеряемые точки на человека. Более точное количество участников испытания определяют в каждом конкретном случае с учетом реальной обстановки. На каждый переносной дифференциальный жидкостный манометр и газоанализатор выделяют одного человека.

До начала измерений котельный агрегат должен проработать 2—3 ч в заданном режиме. Точки измерения температур продуктов сгорания, пара, питательной воды, разрежений в топке и газовом тракте, давлений в воздуховодах, анализа продуктов сгорания газа и пара выбирает руководитель в зависимости от целей испытания и реальных возможностей. По окончании опытов, намеченных по программе, руководитель анализирует записи и журналах, сделанные наблюдателями, и дает оценку с точки зрения их пригодности к использованию при обобщениях. Отдельные величины, значительно отличающиеся от средних показаний, не принимают в расчет, так как они могут исказить средние результаты. Для получения наибольшей точности при подсчетах следует внести поправки к средним величинам показаний приборов на коэффициенты, указанные в паспортах. Подсчет средних величин при определении разрежения, давления и температуры газов или воздуха достаточно ограничить точностью до десятых долей. Подсчет средних показателей продуктов сгорания при неполном анализе рекомендуется производить с точностью до 0,1—0,2 %, при полном — с точностью до 0,05 %.

Завершающим этапом работы является оформление материалов испытаний в виде технического отчета, в который входят: 1) введение, где указывают причины, побудившие к проведению испытания, цели и задачи последнего; 2) объем и программа проведенного испытания; 3) описания объекта испытания: общая техническая характеристика котлоагрегата с описанием поверхностей нагрева, объема и типа топки конструкции и производительности горелочных устройств, числа и производительности вентиляторов и дымососов, вспомогательного оборудования, газоходов и воздуховодов и др.; 4) методика измерений: точки замера температур продуктов сгорания, воздуха, пара, величин разрежения и давления воздуха и пара, точки отбора проб на газовый анализ и т. д.; 5) условия проведения испытаний: характеристика содержания котла (давность очистки), величина колебаний нагрузки в опытах, ненормальные явления в работе горелок — проскоки пламени, отрывы факела и т. п.; 6) сводная таблица измеренных величин; 7) методика обработки полученных данных; 8) результаты испытаний; 9) анализ полученных результатов и оценка работы элементов агрегата и котельной установки в целом; 10) режимная карта (основные параметры для разных нагрузок котла); 11) выводы о показателях работы котельной установки: экономических — КПД, удельном расходе топлива, величине отдельных составляющих потерь; технологических — топочного процесса, содержании CO_2 в различных точках газового тракта, температуре уходящих газов, избытке воздуха и разрежений; 12) рекомендации по улучшению работы котельной установки.

13.5. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭВМ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

Одним из факторов, определяющих уровень современного развития отрасли, является оснащенность ее вычислительной техникой. Рациональное и умелое использование богатейших возможностей ЭВМ является одной из серьезных проблем настоящего периода развития общества, и актуальность решения этой проблемы растет по мере увеличения парка ЭВМ и совершенствования их технического и программного оснащения. Эффективный путь решения указанной проблемы состоит в глу-

боком освоении и широком использовании на практике языков программирования высокого уровня, позволяющих записывать алгоритмы решаемых задач в довольно естественном для пользователя виде и затем использовать средства системного программного обеспечения ЭВМ для доводки программ до машинной реализации.

ЭВМ применяются на стадиях разработки, изготовления оборудования, организации монтажа и сборки, наладки, исследования и эксплуатации, а также для технико-экономического анализа его работы: при предпроектных расчетах и разработке технико-экономического обоснования выбираемого варианта котельной установки; в ходе проектирования для расчета и выбора оптимальных конструктивных решений с применением непосредственно систем автоматического проектирования (САПР); для выбора оптимальной схемы монтажа; для обработки опытных данных, получаемых в ходе наладочных или экспериментальных работ, и т. д.

Следующим этапом использования ЭВМ являются разработка и внедрение системы автоматизированного управления отдельными блоками в котельных, а затем всей совокупностью оборудования тепловой станции, а также системами производственных объединений котельных и тепловых сетей. При этом необходимо учитывать, что тенденции и особенности развития теплогенерирующих установок и систем централизованного теплоснабжения обусловливают большие масштабы автоматизации технологических процессов и всей организации и управления на базе ЭВМ в котельных и атомных станциях теплоснабжения, которая проводится с учетом перспективы создания отраслевой автоматизированной системы оперативного управления. Энергетика по сравнению с другими отраслями народного хозяйства в наибольшей степени подготовлена к комплексной автоматизации технологических процессов. Предпосылками этому являются непрерывность и отработанность производства тепловой энергии, высокая культура эксплуатации крупных производственно-отопительных котельных, а также накопленный опыт автоматизации отдельных технологических процессов. Благодаря широкому внедрению различных устройств автоматизации в современных котельных достигнут значительный эффект в отношении повышения надежности и экономичности работы обо-

рудования и высвобождения персонала. В современных условиях от систем управления требуются максимальная надежность, всережимность управления (пуски, остановы, глубокие разгрузки), обеспечение высокой маневренности и мобильности оборудования, возможно большая адаптация к различным условиям эксплуатации, а также автоматизация сбора, хранения и обработки информации для оперативных целей и для передачи ее на более высокие иерархические ступени автоматизированной системы управления. Наряду с дальнейшим развитием традиционных функций (технологический контроль, автоматическая стабилизация параметров, аварийная защита оборудования и др.) в системах автоматизированного управления теплогенерирующими установками возникла необходимость реализации ряда новых задач (автоматический пуск, автоматизация систематического оперативного расчета технико-экономических показателей, контроль и диагностика состояния оборудования, оптимизация режимов работы и т. п.). Все многообразие теплотехнических задач можно разделить на три основные группы: 1) задачи обработки экспериментальных данных, построения эмпирических формул, составления уравнений состояния, расчета теплотехнических таблиц и диаграмм, термодинамических процессов и циклов; 2) задачи тепломассообмена и гидродинамики, включая расчеты температурных режимов элементов конструкций, проектирования теплообменных аппаратов и некоторые другие; 3) задачи математического моделирования и оптимизации энергетических установок.

Алгоритмы сложных теплотехнических задач, как правило, складываются из более простых элементарных алгоритмов решения типовых задач, таких, как нахождение корней функциональных уравнений, решение линейных и нелинейных алгебраических систем, вычисление интегралов и обращение матриц, интегрирование дифференциальных уравнений и ряд других, входящих в состав математического обеспечения современных ЭВМ. Математическое обеспечение вычислительного комплекса, необходимое пользователю, пополняется пакетами прикладных программ-комплексов, предназначенных для решения определенной задачи или класса задач. Указанные комплексы программ после включения в библиотечные наборы данных могут многократно использоваться для расчетов. Пакеты прикладных

программ создаются на базе алгоритмов, описывающих на том или ином языке программирования численные методы решения математических задач. Большое число алгоритмов реализации классических математических методов опубликовано в литературе, причем банк таких материалов постоянно пополняется и может быть использован для решения конкретной задачи.

Глава 14. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

14.1. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Для проведения технико-экономического обоснования с целью выбора оптимального проектного решения и для оценки качества проекта, а также для оценки экономической эффективности, технического уровня и качества эксплуатации теплогенерирующих установок служит система технологических (энергетических), экономических и режимных показателей. Каждая теплогенерирующая установка для производства теплоты или пара снабжена кадрами квалифицированных работников и материальными и денежными средствами (фондами). Фонды разделяют на фонды производства и фонды обращения. Фонды *производства* обеспечивают бесперебойность рабочего процесса, фонды *обращения* обслуживают процесс реализации продукции.

Фонды *производства* обычно разделяют на основные и оборотные. В зависимости от характера участия основных фондов в процессе производства их подразделяют на основные производственные и основные непроизводственные фонды. Основные производственные фонды включают: теплогенерирующие установки, сооружения, здания производственного назначения, топливоподачу, топливохранилище, химводоочистку и т. п.; непроизводственные основные фонды: жилые дома, поликлиники, детские и культурные учреждения и сооружения, необходимые для обслуживания бытовых и культурных потребностей работников предприятия. К *оборотным* фондам относятся предметы труда (т. е. все то, из чего изготовляется продукция) — топливо, вода, химические реактивы для системы ХВО, мелкий ма-

лоценный инструмент, вспомогательные материалы. Обычно к оборотным фондам также относятся все средства труда, функционирующие меньше года. Оценку основных фондов проводят в натуральной и денежной формах.

Денежную оценку проводят в двух формах: 1) по первоначальной стоимости — фактические затраты на основные фонды с учетом их доставки и монтажа на момент ввода в работу; 2) по восстановительной стоимости — затраты, которые должны быть произведены а настоящее время для создания существующих фондов. Восстановительная стоимость основных фондов, находящихся на балансе предприятия, меняется с течением времени (даже в пределах одного года) в результате выбытия части фондов и ввода новых. Со временем происходит износ основных фондов: физический или моральный. Физический износ происходит в процессе производства и под влиянием сил природы (истирание отдельных частей, коррозия, эрозия и т. д.). *Моральный износ* — это снижение стоимости фондов вследствие удешевления в настоящее время их воспроизводства (1-я форма) или появления более совершенных машин (2-я форма).

Затраты на возмещение изношенных основных фондов входят в себестоимость продукции в виде амортизационных отчислений. *Амортизационные* отчисления представляют собой денежное выражение размера постепенного износа основных фондов, соответствующего переносимой части их потребительской стоимости на изготовляемую продукцию. Изношенные основные фонды возмещаются строительством новых фондов, а также капитальным ремонтом и модернизацией действующих основных фондов. В соответствии с этим амортизационные отчисления $S_{ам}$ разделяют на две части: отчисления на полное восстановление, или реновацию, и отчисления на капитальный ремонт и модернизацию $S_{кр}$:

$$S_{ам} = S_{рен}' + S_{кр}.$$

Величина годовых амортизационных отчислений (в руб/год) равна произведению нормы амортизационных отчислений $a_{ам}$, выраженной в процентах, на балансовую стоимость основных фондов $k_б$:

$$S_{ам} = a_{ам} k_б \cdot 10^{-2}. \qquad (14.1)$$

Нормы на амортизацию котельных агрегатов, работающих на малозольных твердых топливах при числе часов работы в году 3500 ч и более, составляет 8,5 %, в том числе на реновацию $a_{рен}$ = 3,5 % и на капитальный ремонт $a_{кр}$ = 5 %. Если котел работает на природном газе, то норму отчислений на капитальный ремонт умножают на понижающий коэффициент 0,8, а при работе на высокозольном и сернистом топливе — на повышающий коэффициент 1,4. Норма амортизации в общем случае равна:

$$a_{ам} = \frac{(k_б + k_р + М - Л)100}{Т_{сл} k_б} = \frac{(k_б - Л)100}{Т_{сл} k_б} + \frac{(k_б + М)100}{Т_{сл} k_б},$$

где $k_р$ — затраты на ремонт, руб.; М — затраты на модернизацию, руб.; Л — ликвидационная стоимость, руб.; $Т_{сл}$ — нормативный срок службы оборудования.

Норма на полное восстановление

$$a_{рен} = \frac{(k_б - Л)100}{Т_{сл} k_б};$$

норма на капитальный ремонт

$$a_{кр} = \frac{(k_б + М)100}{Т_{сл} k_б}.$$

14.2. ОСОБЕННОСТИ ПРОИЗВОДСТВА ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ И ПЛАНИРОВАНИЯ РАБОТЫ ТЕПЛОСТАНЦИЙ

К особенностям производства тепловой энергии необходимо в первую очередь отнести следующее: 1) неразрывность процесса производства и потребления (реализации) тепловой энергии. Практически нельзя складировать и хранить тепловую энергию. Есть в котельных иногда емкости — аккумуляторы, но количество теплоты, «хранимой» в них, невелико; 2) практически нельзя перевыполнять план, так как производство тепловой энергии определяется потребностью производств и жителей, его использующих; 3) резкое колебание потребления теплоты в пределах суток, недели, месяца, года; в отопительно-производственных котельных коэффициент использования установлен-

ной мощности из-за этого невысок; 4) требование непрерывного бесперебойного снабжения теплотой; отсюда потребность в резерве, который необходимо обязательно иметь.

Основной задачей планирования работы котельной в этих условиях является определение на основе ожидаемого потребления теплоты или пара количества подлежащего отпуску и выработке теплоты или пара и потребности в топливе, воде, электроэнергии, смазочных и иных материалах, а также в штатах. При планировании на годовой срок ожидаемый отпуск теплоты или пара определяют путем построения годового графика отпуска теплоты или пара, а количество необходимой к выработке теплоты и запас топлива — по формуле

$$Q_{\text{выр}}^{\text{год}} = (1 + k_{\text{сн}}/100) Q_{\text{отп}}^{\text{год}},$$

где $k_{\text{св}}$ — процент расхода теплоты на собственные нужды.

Полезный отпуск теплоты (пара) $Q_{\text{отп}}$ (в МДж/год) определяют по графикам потребления (суточные, месячные, квартальные, годовые), а при отсутствии их находят расчетным путем по укрупненным показателям в виде суммы расходов теплоты на отопление $Q_{\text{от}}$, вентиляцию $Q_{\text{в}}$, горячее водоснабжение $Q_{\text{гв}}$ и производство $Q_{\text{пр}}$:

$$Q_{\text{отп}} = Q_{\text{от}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{гв}} + Q_{\text{пр}}.$$

Расход теплоты на отопление и вентиляцию жилых и общественных зданий принимают по паспортным данным, приводимым в типовых или индивидуальных проектах. Если таких данных нет, пользуются методом приближенного определения расходов теплоты по тепловым характеристикам жилых и общественных зданий.

Выработка теплоты (пара) $Q_{\text{выр}}^{\text{год}}$ складывается из полезно отпущенного расхода $Q_{\text{отп}}^{\text{год}}$ и расхода на собственные нужды котельной $Q_{\text{сн}}^{\text{год}}$:

$$Q_{\text{выр}}^{\text{год}} = Q_{\text{отп}}^{\text{год}} + Q_{\text{сн}}^{\text{год}}.$$

Годовой расход топлива в котельной

$$B_{\text{год}} = B^{\text{р}} \tau_{\text{уст}} n \left(1 + \frac{\Sigma b}{100}\right),$$

здесь $B^р$ — часовой расход топлива на котельный агрегат; $\tau_{уст}$ — число часов использования установленной мощности; n — число однотипных котлов на теплостанции; Σb — процент потерь топлива на территории теплостанции.

Обычно потери на складе для твердого топлива составляют 0,5 %, а на складе жидкого и газообразного — 0,2—0,3 %; потери вследствие нерасчетных режимов работы котельного агрегата составляют 2—3 %, а на продувки и обдувки котла — 2—5 %, на растопку — 2—3 %.

Для парового котла

$$B^р = \frac{D(h_{пар} - h_{пв}) + G_{пр}(h_{пр} - h_{пв})}{Q_i^r \eta},$$

здесь D и $G_{пр}$ — расход соответственно на потребление и на продувку; $h_{пар}$, $h_{пр}$, $h_{пв}$ — соответственно энтальпия пара, отправляемого потребителю, продувочной и питательной воды; Q_i^r — низшая теплота сгорания рабочего топлива; η — КПД котла.

Потребность в электроэнергии определяют как $W_э = W_{дв} + W_{осв}$, кВт · ч/год:

$$W_{двиг} = (\Sigma N_{уст}) \tau_{уст} \eta_{спроса},$$

где $\Sigma N_{уст}$ — суммарная установленная в котельной мощность двигателей, кВт; $\eta_{спроса}$ — КПД спроса (для питательных насосов 0,8, для остальных двигателей 0,7).

$$W_{осв} = 6000 N_{уст}^{свет},$$

где $N_{уст}^{свет}$ — мощность всех установленных светильников; 6000 — число часов работы в году.

Потребление воды в котельной складывается из следующих статей расхода: 1) покрытие потерь в цикле; 2) расход на горячее водоснабжение; 3) потери в теплотрассах; 4) охлаждение подшипников, вращающихся механизмов; 5) душ, мытье полов и оборудования; 6) расход на фильтры системы химводоочистки (на взрыхление, на обмывку); 7) хозяйственно-питьевые нужды (обычно 2—3 м³/сут).

14.3. КОЛИЧЕСТВЕННЫЕ И КАЧЕСТВЕННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ТЕПЛОСТАНЦИИ

Основные количественные показатели работы теплостанции за сутки, месяц, квартал, год следующие: 1) выработка теплоты или пара Q или D, МВт; 2) отпуск теплоты или пара потребителям, МВт; годовой график отпуска теплоты с суммарным отпуском, ГДж/год; 3) расход натурального топлива, B, т; 4) расход электроэнергии на собственные нужды $W_{\text{сн}}$, кВт · ч; 5) расход теплоты на собственные нужды, МДж; 6) расход добавочной воды $G_{\text{д}}$, м^3/с; 7) количество обслуживающего персонала N, человек.

Основные качественные показатели работы теплостанции:

1) число часов использования установленной мощности

$$i_{\text{уст}} = Q_{\text{год}}^{\text{вып}} / Q_{\text{уст}} = D_{\text{год}}^{\text{вып}} / D_{\text{уст}},$$

где $Q_{\text{год}}^{\text{вып}}$, $D_{\text{год}}^{\text{вып}}$ — количество выработанной теплоты в год (определяется по годовому графику), МДж/год; $Q_{\text{уст}}$, $D_{\text{уст}}$ — установленная мощность теплоагрегатов, МВт (т/ч);

2) коэффициент использования установленной мощности

$$K_{\text{и}} = Q_{\text{год}}^{\text{вып}} / Q_{\text{уст}} \cdot 8760 = D_{\text{год}}^{\text{вып}} / D_{\text{уст}} \cdot 8760;$$

3) коэффициент загрузки основного оборудования

$$K_{\text{з}} = D_{\text{макс}} / D_{\text{уст}} = Q_{\text{макс}} / Q_{\text{уст}},$$

где $Q_{\text{макс}}$, $D_{\text{макс}}$ — максимальная нагрузка котла во время эксплуатации;

4) коэффициент расхода теплоты на собственные нужды

$$K_{\text{сн}} = \frac{Q_{\text{год}}^{\text{вып}} - Q_{\text{год}}^{\text{отп}}}{B^{\text{р}} Q_i^r \eta},$$

где $Q_{\text{год}}^{\text{вып}}$, $Q_{\text{год}}^{\text{отп}}$ — количество выработанной и отпущенной теплоты, ГДж; Q_i^r — теплота сгорания топлива, КДж/кг;

5) экономический КПД (брутто)

$$\eta_{\text{бр}} = Q_{\text{вып}} / (B^{\text{р}} Q_i^r);$$

6) экономический КПД (нетто)

$$\eta_{\text{нетто}} = Q_{\text{отп}} / (BQ_i^r);$$

7) удельный расход условного топлива (брутто)

$$b_{\text{усл}}^{\text{бр}} = B_{\text{усл}} / Q_{\text{выр}};$$

8) удельный расход условного топлива (нетто)

$$b_{\text{усл}}^{\text{нетто}} = B_{\text{усл}} / Q_{\text{отп}};$$

9) удельный расход натурального топлива (брутто)

$$b^{\text{бр}} = B_{\text{н}} / Q_{\text{выр}};$$

10) удельный расход натурального топлива (нетто)

$$b^{\text{нетто}} = B_{\text{н}} / Q_{\text{отп}};$$

11) штатный коэффициент k_Q (чел/ГДж) или k_D (чел/т):

$$k_Q = N/Q;\ k_D = N/D.$$

14.4. СЕБЕСТОИМОСТЬ ПРОИЗВОДСТВА ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ И ОСОБЕННОСТИ ЕЕ РАСЧЕТА

Средства, затраченные на эксплуатацию теплогенерирующей установки, делятся на постоянные и переменные. К *постоянным* относятся: амортизационные отчисления, содержание персонала, отчисления на текущий ремонт, общекотельные и прочие расходы; к *переменным* — стоимость топлива, воды и электроэнергии. Самой крупной статьей расходов на эксплуатацию теплогенерирующей установки (60—80 %) являются затраты на топливо. Поэтому даже незначительная экономия топлива приводит к большой экономии денежных средств.

Себестоимость тепловой энергии — это выраженные в денежной форме суммарные затраты предприятия на изготовление и реализацию продукции. Себестоимость единицы теплоты или пара представляет собой затраты теплостанции, приходя-

щиеся на единицу данной продукции. Величина себестоимости — важнейший итоговый показатель работы предприятия, отражающий технический уровень и результат его производственной и хозяйственной деятельности.

Себестоимость тепловой энергии учитывают и планируют по экономическим элементам и статьям расходов. К экономическим элементам относятся следующие затраты: 1) топливо; 2) вспомогательные материалы; 3) покупная энергия; 4) зарплата; 5) амортизационные отчисления; 6) прочие денежные расходы. Группировка затрат по калькуляционным статьям учитывает их производственное назначение, фазы производства, цехи. Калькуляционными статьями являются: 1) топливо на технологические цели $S_т$; 2) вода на технологические цели $S_в$; 3) покупка электроэнергии $S_{ээ}$; 4) основная и дополнительная зарплата производственных рабочих $S_{зп}$; 5) расходы на текущий ремонт вместе с зарплатой ремонтного персонала $S_{тр}$; 6) расходы на вспомогательные материалы $S_{вм}$; 7) общекотельные расходы $S_о$; 8) амортизационные отчисления $S_{ам}$; 9) прочие производственные затраты $S_{пр}$ (на охрану труда, спецодежду, анализы топлива и т. п.). Годовые затраты на производство пара и тепла составляют: руб/год:

$$S = S_т + S_в + S_{ээ} + S_{ам} + S_{зп} + S_{тр} + S_{вм} + S_о + S_{пр}.$$

При укрупненных подсчетах в ходе разработки проекта котельной ряд статей, имеющих небольшой удельный вес, можно объединить в одну статью — прочие суммарные расходы.

Характерная структура затрат приведена в табл. 14.1.

Таблица 14.1. **Структура затрат**

Вид предприятия	Составляющие затраты, %				
	топливо и энергия	сырье и материалы	зарплата с начислениями	амортизация	прочие затраты
I. ТЭС (при дорогом топливе)	65	0,7	6,2	18,5	9,6
2. Крупная теплостанция (при дорогом топливе)	75,5	2,8	7,2	7,1	7,4
3. Тепловые сети	1	7	20	52	20

Рассмотрим методику расчета каждой из основных составляющих себестоимости. Топливную составляющую $S_т$ определяют по формуле

$$S_т = (Ц_{пр} + Ц_{тр} + Ц_{пр}) B^р \tau_{уст} n (1 + \frac{\Sigma b}{100})(1 - \frac{a_n}{100}),$$

где $Ц_{пр}$ — прейскурантная отпускная цена на месте добычи, руб/т у. т.; $Ц_{тр}$ — затраты на перевозку, руб/т; $Ц_{пр}$ — прочие расходы, руб/т; a_n — процент потерь твердого топлива в пути до станции назначения в пределах норм естественной убыли.

Стоимость перевозок в пределах от 50 до 3000 км можно ориентировочно рассчитывать по эмпирической формуле

$$Ц_{тр} = K_1 / Q_i^r \ (0{,}3 + K_2 H),$$

где H — дальность перевозки, км; K_1 и K_2 — числовые коэффициенты.

Все остальные данные $B^р$, $\tau_{уст}$, n принимают из проектных расчетов. Затраты на технологическую воду принимают по формуле

$$S_в = Ц_в (\Sigma D)(1 - a_{возв}) \tau_{уст} (1 + C/100),$$

где $Ц_в$ — цена на воду (принимают по ценникам соответствующего пояса и местности); ΣD — суммарная производительность теплостанции, т/ч; $a_{возв}$ — процент возврата конденсата, %; $\tau_{уст}$ — число часов использования установленной мощности, ч/год; C — процент непроизводительных потерь и утечек, %.

Затраты на покупную электроэнергию рассчитывают исходя из знания расхода электроэнергии теплостанции и тарифа на электроэнергию. В нашей стране применяются две системы тарифов на энергию — одноставочный и двухставочный. Общий размер платы при *одноставочном* тарифе равен произведению тарифа на количество потребленной энергии за данный промежуток времени. Одноставочные тарифы в основном применяют для расчетов с бытовыми потребителями и мелкими промышленными предприятиями, присоединенная мощность которых не превышает 100 кВА.

Двухставочный тариф состоит из двух частей: платы за присоединенную мощность в киловольт-амперах или за заявленный максимум нагрузки в киловаттах и за фактически потребленную

активную энергию. Таким образом, сумма оплаты может быть выражена следующим образом:

$$S_{ээ} = aN + b\Э_{потр},$$

где a — ставка за 1 кВА присоединенной мощности или 1 кВт максимума нагрузки, руб.; N — присоединенная мощность, кВА (максимум нагрузки, кВт); b — ставка за 1 кВт · ч потребленной активной энергии, руб/кВт · ч; $\Э_{потр}$ — количество потребленной энергии, кВт · ч.

Тарифы a, b на электроэнергию в различных районных энергетических управлениях, используемые на текущий момент.

Заработная плата с начислениями $S_{зп}$ при укрупненных подсчетах может быть принята как произведение средней величины зарплаты с начислениями на одного работника $\Ф_{год}$, на штатный коэффициент n и на производительность котельной $S_{зп} = \Ф_{год} nQ$, если n, чел/ГДж; $S_{зп} = \Ф_{год} nD$, если n, чел/т.

Величину штатного коэффициента для укрупненных расчетов берут по данным рис. 14.1. Для более точного расчета число обслуживающего персонала теплостанций выбирают в зависимости от числа котлов и вида сжигаемого топлива на основании нормативов. Амортизационные отчисления $S_{ам}$ рассчитывают соответственно по формуле:

$$S_{ам} = S^{зд}_{ам} + S^{об}_{ам} = kn_{зд}0{,}035 + k_1(n_{об} + n_{мон})0{,}065, \quad (14.1)$$

где $S^{зд}_{ам}$, $S^{об}_{ам}$ — амортизационные отчисления для зданий и сооружений и для оборудования теплостанции; k, k_1 — капитальные затраты на здания и сооружения и на оборудование и монтаж; $n_{зд}$, $n_{об}$, $n_{мон}$ — нормы отчислений на амортизацию тепловой станции.

Затраты на текущий ремонт при укрупненных расчетах принимают в процентах от амортизационных отчислений, ориентировочно

$$S_{тр} = (0{,}2 \div 0{,}3)S_{ам}.$$

Затраты на вспомогательные материалы $S_{вм}$ (смазочные масла, трансформаторное масло, химические реактивы для очистки воды и др.), общекотельные (расходы на управленческий аппарат, техническую пропаганду и т. д.) составляют 0,4—0,5 от затрат на текущий ремонт. Прочие расходы $S_{пр}$ (на охрану труда, содержание телефонов, радиоточек, канцелярские товары и др.)

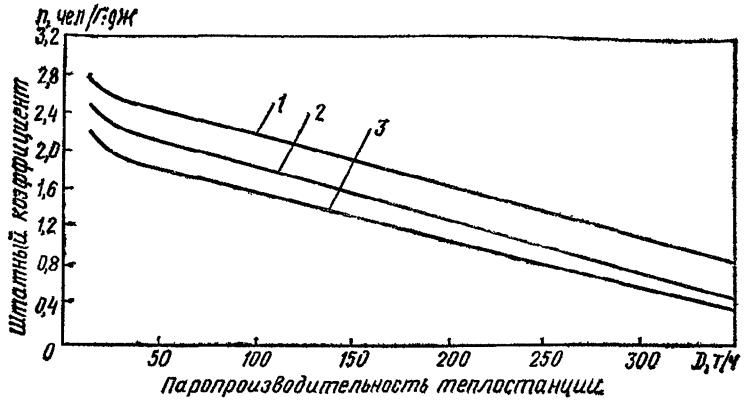


Рис. 14.1. Зависимость штатного коэффициента от паропроизводительности теплостанций при использовании различных топлив
1 — угля; *2* — газа, мазута; *3* — газа

обычно выбирают в размере 0,2—0,3 суммы затрат на зарплату, амортизацию и текущий ремонт.

В практике планирования и учета различают три вида себестоимости: плановую, нормативную и отчетную (фактическую). *Плановая* себестоимость включает все затраты, необходимые для производства и реализации продукции по плану, исходя из утвержденных прогрессивных норм расхода топлива, энергии, зарплаты и др. *Нормативная* себестоимость отличается от плановой тем, что она подсчитана по действующим нормам предприятия. *Отчетная* (фактическая) себестоимость отражает совокупность всех фактических затрат предприятия на производство и реализацию продукции,

Капиталовложения в новую теплостанцию. При укрупненных расчетах капиталовложений во вновь строящуюся котельную используют данные нормативных сметных стоимостей теплостанций.

14.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРАВНИТЕЛЬНОЙ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ КАПИТАЛОВЛОЖЕНИЙ И НОВОЙ ТЕХНИКИ

Выбор оптимального варианта проектного или планового решения производят на основе определения показателей срав-

нительной эффективности капиталовложений и новой техники. При этом используют метод окупаемости, позволяющий соизмерить с учетом дисконтирования затрат по сравнимым проектным вариантам капиталовложения и эксплуатационные расходы и на этой основе выбрать из них наилучший:

$$T_ф = \frac{K_1 - K_2}{И_2 - И_1} = \frac{\Delta K}{\Delta И} \lessgtr T_н,$$

где $T_ф$ — фактический (расчетный) срок окупаемости; K_1 и K_2 — капиталовложения по первому и второму вариантам, причем $K_1 > K_2$, руб.; $И_1$ и $И_2$ — годовые эксплуатационные расходы (издержки производства) по тем же вариантам, причем $И_2 > И_1$ руб/год; ΔK — дополнительные капиталовложения, руб.; $\Delta И$ — экономия годовых эксплуатационных расходов, руб/год; $T_н$ — нормативный срок окупаемости.

Условие выбора первого варианта: $T_ф < T_н$; условие выбора второго: $T_ф > T_н$. Фактический (расчетный) срок окупаемости определяет период, в течение которого возмещаются дополнительные капиталовложения по более капиталоемкому, но технически более совершенному варианту за счет экономии, получаемой на эксплуатационных расходах по этому варианту. Эту формулу можно записать так:

$$T_ф = \frac{K_1 - K_2}{(\bar{S}_2 - \bar{S}_1)Q_{год}} \lessgtr T_н,$$

где $\bar{S}_2$, $\bar{S}_1$ — себестоимость единицы теплоты по первому и второму проектным вариантам, причем $\bar{S}_2 > \bar{S}_1$ руб/ГДж; $Q_{год}$ — годовой отпуск теплоты, ГДж/год.

Существуют такие понятия коэффициентов сравнительной эффективности капиталовложений: нормативный $E_н = 1/T_н$; фактический $E_ф = 1/T_ф$. При необходимости сопоставить три проектных варианта и более рекомендуется пользоваться методом срока окупаемости в форме приведенных затрат:

$$З_i = K_i + E_н K_i = \min,$$

где K_i, $И_i$ — капиталовложения (руб.) и эксплуатационные расходы (руб/год) по каждому сравнительному варианту; i — номер варианта.

Глава 15. ЭКОНОМИЯ ТОПЛИВНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ

Важнейшей народнохозяйственной задачей являются всемерное повышение эффективности топливоиспользования и экономия топливных и энергетических ресурсов. Уровень полезного использования энергоресурсов обычно оценивают коэффициентом полезного использования в энергопотребляющих процессах. Этот коэффициент представляет собой произведение КПД отдельных процессов от добычи энергоресурсов до установок, использующих энергию:

$$К_{пи} = \eta_д \eta_т \eta_х \eta_к \eta_{тэ} \eta_п.$$

где $\eta_д$ — коэффициент, учитывающий потери топлива при его добыче и переработке; $\eta_т$ $\eta_х$ — коэффициенты, учитывающие потери топлива при транспорте, хранении и переработке; $\eta_к$ — коэффициент, учитывающий потери топлива в теплогенерирующих установках; $\eta_{тэ}$ — коэффициент, учитывающий потери при транспортировании энергии; $\eta_п$ — КПД энергопотребления.

В настоящее время коэффициент полезного использования энергоресурсов ($К_{пи}$) в целом по народному хозяйству нашей страны превышает 35 %. Основными путями роста этого коэффициента являются: совершенствование техники добычи, переработки и использования энергоресурсов, более глубокое использование вторичных энергоресурсов, количество которых в пересчете на условное топливо достигло нескольких десятков миллионов тонн условного топлива в год, рациональная эксплуатация всех звеньев топливно-энергетического хозяйства. В результате коэффициент полезного использования энергоресурсов в перспективе возрастет не менее чем до 45 %. В дальнейшем мы подробно остановимся на основных путях повышения величины $\eta_к$ — КПД энергогенерирующих установок (источников теплоты, систем теплоснабжения) и величины $\eta_х$ — коэффициенте, учитывающем потери топлива при хранении топлива на складах котельных.

15.1. ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ПОТЕРЬ ТОПЛИВА В ТЕПЛОСТАНЦИИ И КЛАССИФИКАЦИЯ МЕРОПРИЯТИЙ ПО ИХ СНИЖЕНИЮ

За последние годы в результате комплекса технических, экономических и организационных мероприятий, направленных

на сокращение потерь топлива в процессе использования его в теплогенерирующих установках, достигнут высокий технический уровень эксплуатации. При хорошем качестве монтажа и квалифицированной эксплуатации современных теплостанций может быть достигнут достаточно высокий уровень использования топлива. Наряду с этим в теплостанциях имеются резервы экономии топлива за счет устранения потерь по следующим причинам: при хранении топлива на складе; из-за отсутствия систематического контроля за соблюдением норм расхода топлива и анализа его потерь; вследствие неудовлетворительной постановки учета выработки теплоты и расхода топлива; применения топлива, не соответствующего по фракционному составу, зольности, влажности, составу золы, конструктивным особенностям топочных устройств; потерь теплоты на собственные нужды; из-за неисправности или отсутствия измерительных приборов и теплотехнического контроля и устройств автоматики; вследствие неудовлетворительного ведения топочного процесса и потерь в связи с этим от механической и химической неполноты сгорания, а также вследствие зашлаковывания топки; ввиду больших присосов воздуха по газовому тракту теплогенерирующей установки, что приводит к большим потерям с уходящими газами; наружного загрязнения поверхностей нагрева, связанного с несоблюдением установленного режима очистки или некачественной ее наладки; внутренних отложений на поверхностях нагрева, связанных с нарушением водно-химического режима; неудовлетворительного состояния основной изоляции элементов котлоагрегата, газоходов и трубопроводов; неиспользования теплоты непрерывной продувки; несоблюдения оптимальных режимов работы источников теплоснабжения; нерационального режима теплоснабжения потребителей («перетоп») отапливаемых зданий; отсутствия регулирования расхода теплоты в нерабочие дни и часы и т. д.; больших потерь конденсата; относительно невысокой квалификации обслуживающего персонала; недостаточной воспитательной работы с персоналом и неэффективного *стимулирования* персонала за экономию топлива.

Если в результате реконструкции при улучшении режима эксплуатации удается повысить КПД теплогенерирующей установки, то годовую экономию (т/год) рассчитывают по формуле

$$\Delta B = \frac{Q\tau_{уст}(\eta_2 - \eta_1)}{Q_i^r \eta_1 \eta_2} 3600,$$

где Q — установленная теплопроизводительность котельной; $\tau_{уст}$ — число часов использования установленной мощности; Q_i^r — низшая теплота сгорания топлива; η_1 и η_2 — КПД установки до и после проведения мероприятий по его повышению в долях от единицы; 3600 — переводной коэффициент.

Наряду с устранением потерь не менее важным в перспективе развития экономичных источников теплоты систем теплоснабжения является решение следующих задач: 1) повышение централизации и концентрации производства пара и теплоты за счет строительства крупных современных теплостанций и ликвидации при этом мелких устаревших; 2) ускорение разработки и внедрения в производство нового, более экономичного оборудования; 3) поставка паровых и водогрейных источников теплоснабжения в укрупненных блоках, что значительно снизит стоимость монтажа и повысит КПД агрегата за счет снижения присосов воздуха и т. д.; 4) повышение качества топлива, предназначенного для сжигания в слоевых топках; 5) максимальное использование вторичных ресурсов теплоты, имеющихся на предприятиях, для нужд теплоснабжения, а также ресурсов теплоты в самой теплостанций; 6) разработка и внедрение экономичных режимов отопления производственных и общественных зданий, предусматривающих снижение внутренней температуры помещений на 6—8 °С, в выходные дни и, где допустимо, в ночные часы с последующим восстановлением расчетной температуры до нормы; 7) улучшение теплозащиты вновь строящихся жилых зданий с экономически оптимальными термическими сопротивлениями наружных ограждений; 8) расширение обмена опытом по экономии топлива на теплостанциях.

15.1.1. Мероприятия по снижению потерь твердого и жидкого топлива при хранении и на собственные нужды. Для рационального проектирования, сооружения и надежной эксплуатации с минимальными потерями необходимо знать основные физические свойства твердого топлива, подлежащего хранению: влажность, склонность к самовозгоранию, смерзаемость, сыпучесть и т. д.

Для снижения потерь твердого топлива при хранении необходимо проводить следующие мероприятия: 1) исходя из мест-

ных условий на основании технико-экономических расчетов по возможности строить склад закрытого типа; 2) выбирать форму и размеры штабеля с наименьшей наружной поверхностью на единицу объема, что обычно достигается устройством крупных сплошных штабелей; 3) производить послойное уплотнение штабелей для борьбы с самонагреванием; 4) обеспечивать организованный сток воды для предотвращения скопления атмосферных вод; 5) выполнять подштабельное основание в соответствии с нормами и требованиями; 6) разные марки топлива хранить в отдельных штабелях; 7) перед разгрузкой прибывшей партии свежего топлива очищать склад от старого топлива и посторонних предметов; 8) сокращать время между выгрузкой угля и завершением уплотнения штабеля; 9) постоянно вести контроль за температурой угля в штабеле.

Для достижения хороших экономических показателей целесообразно: 1) выбирать рациональный способ разогрева топлива в железнодорожных цистернах для быстрого и полного слива его в хранилище; 2) отказаться от хранения мазута в открытых емкостях, которые способствуют дополнительному обводнению атмосферными осадками и увеличению потерь, связанных с испарением; 3) отказаться от использования открытых лотков для слива топлива; 4) обеспечивать на всех режимах работы котельного агрегата необходимый подогрев мазута перед сжиганием, что обеспечивает его хорошее распыление форсунками и не приводит к повышению потерь теплоты от механической (q_4) и химической (q_3) неполноты сгорания; 5) следить за состоянием тепловой изоляции стальных наземных резервуаров, паро- и мазутопроводов, что предотвратит потери тепла в окружающую среду. При неправильном хранении потери жидкого топлива значительно могут превышать нормальные (0,003—0,006 кг/м^2 с поверхности испарения резервуарной емкости).

Потери теплоты на собственные нужды неизбежны, однако для их снижения необходимо проводить следующие мероприятия: 1) заменять паровые форсунки механическими, паромеханическими, с воздушным распыливанием, что позволит снизить расход пара на распыливание топлива; 2) проводить наладку экономического режима паровой обдувки или заменять ее дробеочисткой или виброочисткой, что также приведет к экономии пара; 3) снижать расход теплоты на подогрев питательной воды

за счет максимального возврата конденсата; 4) использовать выпар деаэраторов для подогрева химически очищенной воды; 5) продувать котлы в соответствии с оптимальным режимом, усовершенствовать схему продувки и использовать теплоту продувочной воды и вторичного пара из расширителя непрерывной продувки; 6) снижать расход теплоты на мазутное хозяйство; 7) устранять неплотности во фланцевых соединениях, в арматуре, утечки из вентилей нижних точек и из предохранительных клапанов.

15.1.2. Снижение потерь теплоты за счет оптимального ведения топочного режима. Влияние топочного процесса на экономичность работы котла весьма велико в первую очередь за счет изменения величины химической неполноты сгорания (q_3) и механического недожога (q_1). На их величину влияют: видимое теплонапряжение зеркала горения $BQ_н^р/R$ (для слоевого сгорания), видимое теплонапряжение топочного объема $BQ_н^р/V_т$, коэффициент избытка воздуха $\alpha_т$.

Для снижения потерь теплоты от химической неполноты сгорания можно рекомендовать проведение следующих мероприятий: 1) обеспечение достаточного количества воздуха для горения с интенсивным его перемешиванием с топливом; 2) поддержание оптимального теплового напряжения в топке и расчетной температуры в топке; 3) перевод котлоагрегатов на автоматическое регулирование соотношения «топливо — воздух» (т. е. обеспечение оптимального избытка воздуха); 4) подогрев воздуха или забор воздуха на горение из наиболее горячих зон котельного зала. При сжигании необходимо обеспечить требуемую температуру подогрева мазута, хорошую фильтрацию, а также распыливание и интенсивное его перемешивание с воздухом для горения. При сжигании твердого топлива в слое необходимо применять острое дутье в топках для каменных углей, обеспечить механизированный непрерывный заброс топлива на решетку.

Для снижения потерь тепла от механической неполноты сгорания проводят следующие мероприятия: предварительную подготовку топлива (дробление крупных кусков угля и отсев мелочи); сжигают топливо с определенным ограничением содержания мелочи и постоянным содержанием зольности; обеспечивают правильное распределение воздуха и равномерное горение топлива по площади решетки; обеспечивают постоянное пере-

мешивание слоя, не допуская прогаров и завалов; применяют в необходимых случаях острое дутье, возврат уноса.

15.1.3. Снижение потерь теплоты в окружающую среду. В соответствии с правилами гостехнадзора все элементы котлов, трубопроводов, пароперегревателей, экономайзеров и вспомогательного оборудования, расположенные в местах, доступных для обслуживающего персонала, должны иметь температуру наружной поверхности тепловой изоляции не выше 45 °С, а в местах, недоступных персоналу, не выше 55 °С. При соблюдении этих условий потери теплоты в окружающую среду с 1 м^2 поверхности не будут превышать 350 Вт/м^2. Для снижения потерь теплоты в окружающую среду во время всего периода эксплуатации и во время ремонта необходимо: 1) постоянно следить за качеством тепловой изоляции; 2) использовать частично тепловыделения от оборудования путем забора теплого воздуха из верхней зоны котельного зала по воздухозаборной линии дутьевого вентилятора; 3) не допускать снижения разрежения меньше 10—20 Па в топке с целью предотвращения выбивания пламени и газов через неплотности топочной гарнитуры.

15.1.4. Снижение потерь теплоты с уходящими газами. Наибольшими потерями теплоты в тепловом балансе котельного агрегата являются потери с уходящими газами (редко q_4). Например, по данным испытаний для котлов КЕ-6,5-14, потери с уходящими газами составляют 13 %, а для котлов КЕ-4-14С — 12 %. Кроме того, потери с уходящими газами значительно зависят от единичной паропроизводительности котельного агрегата (рис. 15.1). Для снижения потерь теплоты с уходящими газами путем снижения их температуры в допустимых пределах в основном применяют развитые конвективные антикоррозионные поверхности нагрева, такие, как воздухонагреватели из стеклянных труб, керамические набивки в регенеративных вращающихся воздухонагревателях и т. п. Следует всегда помнить, что снижение температуры уходящих газов на 12—14 °С — это повышение КПД на 1 %.

Основными мероприятиями, позволяющими снизить потери теплоты с уходящими газами, являются: 1) соблюдение минимального по условиям полного горения коэффициента избытка воздуха; 2) повышение газоплотности котлоагрегата и снижение присосов холодного воздуха; 3) борьба со шлакованием экранных и радиационных поверхностей нагрева путем

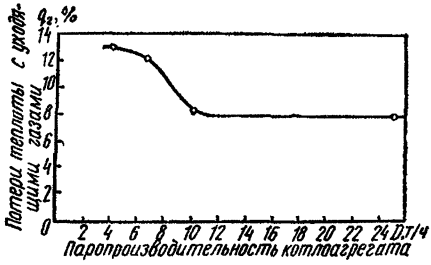


Рис. 15.1. Зависимость потерь теплоты с уходящими газами от единичной паропроизводительности современных котлов

отладки топочного режима; 4) регулярная качественная очистка наружных поверхностей нагрева конвективных пакетов труб; 5) поддержание качественного водного режима с целью предотвращения внутренних отложений в трубах котельного агрегата; 6) поддержание в барабане котла номинального давления; 7) поддержание расчетной температуры питательной воды; 8) правильное конструктивное оформление конвективных поверхностей нагрева, обеспечивающее более полное омывание их газами со скоростью, обеспечивающей самообдувку; 9) обеспечение плотности непроницаемости газовых перегородок, предотвращающих протекание газов мимо конвективных пакетов труб; 10) обеспечение марки и качества сжигаемого топлива соответствующего расчетному; 11) установка развитых хвостовых поверхностей нагрева; 12) применение для котельных, сжигающих природный газ, вакуумных деаэраторов, позволяющих снизить температуру питательной воды до 65—70 °С (по сравнению с температурой 104 °С при атмосферных деаэраторах),что позволит обеспечить более глубокое охлаждение уходящих газов.

15.1.5. Использование теплоты непрерывной продувки паровых котлов. Существуют различные методы использования теплоты непрерывной продувки воды: 1) непосредственная подача воды в качестве теплоносителя в систему отопления; 2) подача продувочной воды для подпитки водяной тепловой сети; 3) использование теплоты отсепарированного пара в деаэраторе со сбросом в дренаж отсепарированной воды; 4) использование отсепарированного пара в деаэраторе и теплоты отсепарированной воды в теплообменнике для подогрева исходной

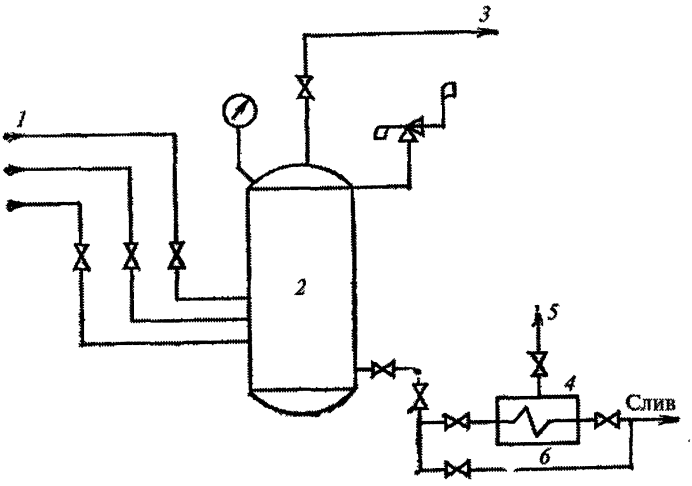


Рис. 15.2. Схема использования теплоты непрерывной продувки
1 — трубопроводы от котла; *2* — расширитель непрерывной продувки; *3* — пар в деаэратор; *4* — водоподогреватель; *5* — вода на химводоочистку; *6* — исходная вода

воды (рис. 15.2). При этих методах сокращение потерь теплоты с продувкой в каждом случае определяют расчетным путем.

15.1.6. Снижение потерь конденсата. Конденсат в котельных с паровыми котлами — наиболее ценная составляющая питательной воды. При сокращении его потерь снижаются расходы теплоты на продувку и повышается возможность более эффективного использования топлива. Все потери можно разделить на 4 основные группы: 1) потери вследствие несовершенства схем сбора конденсата; 2) потери от неплотностей оборудования линий трубопроводов; 3) потери вследствие чрезмерного слива (при пусках, остановах котлов, с непрерывной продувкой, перелив конденсата, в дренаж при отсутствии автоматического управления конденсатными насосами и т. д.); 4) потери пара на собственные нужды котельной без возврата конденсата (с паровой обдувкой) на распыливание мазута в паровых форсунках (при открытом подогреве цистерн с мазутом и т. д.).

Для снижения потерь конденсата необходимо: а) устранять испарения и утечки (через неплотность сечением 1 мм^2 теряется в зависимости от давления в паропроводе от 5 до 20 кг/ч пара и более; вследствие неплотностей в арматуре, фланцевых соеди-

нений трубопроводов теряется основная масса конденсата — от 20 до 70 %); б) заменять паровые форсунки механическими, паромеханическими или с воздушным распыливанием; в) снижать расход на собственные нужды (особенно в схемах с использованием питательных насосов с паровым приводом); г) для работы деаэратора обязательно устанавливать охладитель выпара. Внутрикотельные потери конденсата обычно трудно поддаются ежедневному учету и контролю.

Для полной и точной их оценки проводят специальные исследования. Однако в эксплуатации ориентировочно они могут быть оценены по измерению добавки химически очищенной воды. Все места испарений и утечек, установленных на основании визуальных осмотров, устраняют.

15.2. ОРГАНИЗАЦИЯ ЭКОНОМИЧНОЙ И НАДЕЖНОЙ РАБОТЫ ТЕПЛОСТАНЦИИ

Автоматическому регулированию подлежат элементы технологического процесса, правильное ведение которого повышает экономичность теплогенерирующей установки, надежность и безопасность работы всего оборудования и позволяет сократить численность обслуживающего персонала. Комплексная автоматизация теплогенерирующих установок обеспечивает существенную экономию топлива за счет повышения КПД котлов, связанного с возможностью в соответствии с режимной картой регулировать экономичность процесса горения, поддерживая оптимальное соотношение топливо — воздух, а также поддерживать резрежение и улучшать регулирование теплопроизводительности в соответствии с графиком нагрузки.

Многолетний опыт эксплуатации котельных установок показывает, что автоматизация процессов горения повышает КПД котла на 1—4 %.

При решении вопросов организации надежной и экономичной эксплуатации теплостанции приходится решать следующие задачи: 1) нормировать расход условного и натурального топлива на выработанную и отпущенную единицу тепловой энергии; 2) соблюдать оптимальные режимы эксплуатации агрегатов на основе выполнения наладочных работ и эксплуатационных испытаний с составлением производственных инструкций и

режимных карт и наиболее целесообразным распределением нагрузок между агрегатами; 3) проводить анализ технико-экономических показателей работы теплогенерирующей установки и вспомогательного оборудования за месяц, квартал, год с выявлением источников потерь и резервов топлива; 4) создавать рациональную организацию рабочих мест, благоприятные санитарно-гигиенические и эстетические условия труда; 6) внедрять действенные методы морального и материального стимулирования за экономию топлива; 7) своевременно и высококачественно проводить ремонт основного и вспомогательного оборудования с устранением источников потерь топлива и тепловой энергии; 8) обучать и систематически повышать квалификацию персонала котельной; 9) обеспечивать дополнительную плату, способствующую материальной заинтересованности персонала при выполнении плана отпуска тепловой энергии и стимулирующую безаварийную работу установки; 10) укреплять дисциплину труда. Здесь перечислены только основные задачи, которые необходимо решать при организации экономичной, надежной эксплуатации теплогенерирующих установок.

15.3. ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ МЕРОПРИЯТИЙ ПО ЭКОНОМИИ ТОПЛИВА

В области теплоэнергетики экономического эффекта достигают благодаря снижению удельных расходов топлива, электроэнергии на собственные нужды, повышению единичной мощности агрегата, сокращению капиталовложений на котельную или тепловые сети. Целью технико-экономических расчетов является нахождение экономически оптимального решения путем сопоставления ряда возможных взаимозаменяемых вариантов. Целесообразность осуществления мероприятий по экономии топлива при дополнительных капиталовложениях, с учетом дисконтирования проверяют по сроку окупаемости, лет:

$$T_{ок} = \Delta К/\Delta Э,$$

где $\Delta К$ — дополнительные капиталовложения на проведение мероприятий, руб.; $\Delta Э$ — экономия эксплуатационных расходов (руб/год) от проведения мероприятий.

Нормативный срок окупаемости 8,3 года; при меньшем сроке мероприятие экономически выгодно и должно быть осуществлено; при сроке $T > 8,3$ — мероприятие невыгодно.

Оценка примерной эффективности некоторых мероприятий по экономии топлива приведена в табл. 15.1.

Таблица 15.1. **Эффективность мероприятий по экономии топлива (для котла D =10 т/ч)**

Мероприятие по экономии топлива	Экономия топлива, %
Снижение присосов воздуха по тракту котлоагрегата на 0,1	0,6
Снижение температуры уходящих газов на 15 °С	1
Снижение горючих в уносе на 1 %	0,5
Снижение зольности топлива на 1 %	0,1
Уменьшение размера продувки на 1 %	0,3
Увеличение температуры питательной воды на входе в барабан на 10 °С (p = 1,3 МПа)	2
Снижение температуры на входе в водяной экономайзер на 10 °С	0,2
Применение вакуумного деаэратора для котельных на газообразном топливе	0,5—1,0
Замена паровых форсунок механическими	3
Дополнительный возврат 1 т конденсата химически очищенной воды	0,02
Забор воздуха для горения из верхней зоны котельного зала (на 10 000 м^3)	13 кг у. т.
Установка обдувочных устройств для очистки наружных отложений	2,5
Автоматизация процесса горения и питания котла	1—4
Автоматизация вспомогательного оборудования	0,3
Наладка работы котельного агрегата	3—4

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод). Под ред. С. И. Мочана. — Л.: Энергия, 1977. — 256 с.

2. **Бузников Е. Ф.** и др. Производственные и отопительные котельные. — М.: Энергоатомиздат, 1984. — 268 с.

3. Гидравлический расчет котельных агрегатов (нормативный метод). Под ред. В. А. Локшина и др. — М.: Энергия, 1978. — 255 с.

4. Гидродинамика и теория горения потока топлива. / Б. В. Канторович, В. И. Миткалинный, Г. Н. Делягин, В. М. Иванов, — М.: Металлургия, 1971. — 488 с.

5. Госгортехнадзор России. Правила устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов (ПБ 10-574-03). — М.: ПИО ОБТ, 2003. — 96 с.

6. **Ион Д. С.** Мировые энергетические ресурсы. Пер. с англ. под ред. А. С. Астахова. — М.: Недра, 1984. — 368 с.

7. **Кириллов П. Л., Юрьев Ю. С., Бобков В. П.** Ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы. Справочник по теплогидравлическим расчетам. Под общ. ред. П. Л. Кириллова. — М.: Энергоатомиздат, 1984. — 298 с.

8. Нормы расчета на прочность стационарных котлов и трубопроводов пара и горячей воды (РД 10-249-98). — М., 1999. — 197 с.

9. **Либерман Н. Б., Нянковская М. Т.** Справочник по проектированию котельных установок систем централизованного теплоснабжения. — М.: Энергия, 1979. — 224 с.

10. Основы практической теории горения. Под ред. В. В. Померанцева. — Л.: Энергия, 1973. — 264 с.

11. Основные положения Энергетической программы СССР на длительную перспективу. — М.: Политиздат, 1984. — 32 с.

12. **Покровский В. Н., Аракчеев Е. П.** Очистка сточных вод тепловых электростанций. — М.: Энергия, 1980. — 257 с.

13. Правила устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов. — М.: Недра, 1980. — 144 с.

14. **Рихтер Л. А., Волков Э. П., Покровский В. Н.** Охрана водного и воздушного бассейнов от выбросов ТЭС. — М.: Энергоиздат, 1981. — 296 с.

15. СНиП II-35-76, ч. II, гл. 35. Котельные установки. — М.: Госстрой СССР, 1977. — 48 с.

16. **Соловьев Ю. П.** Проектирование теплоснабжающих установок для промышленных предприятий. — М.: Энергия, 1978. — 192 с.

17. Справочник по пыле- и золоулавливанию. Под общ. ред. А. А. Русанова. — М.: Энергоатомиздат, 1983. — 312 с.

18. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). Под ред. Н. В. Кузнецова и др. — М.: Энергия, 1973. — 296 с.

19. Тепловые и атомные электрические станции: Справочник. Под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. — М.: Энергоиздат, 1982. — 624 с.

20. Теплоэнергетика и теплотехника: Общие вопросы. Справочник. Под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. — М.: Энергия, 1980. — 528 с.

21. Технический прогресс энергетики СССР / А. А. Троицкий, В. И. Горин, Г. И. Моисеев и др.; Под ред. П. С. Непорожнего. — М.: Энергоатомиздат, 1986. — 224 с.

22. **Трембовля В. И.** и др. Теплотехнические испытания котельных установок. — М.: Энергия, 1977. — 296 с.

23. Энергетика СССР в 1981—1985 годах / П. К. Аксютин, Г. А. Веретенников, М. С. Воробьев и др. Под ред. А. М. Некрасова, А. А. Троицкого. — М.: Энергоиздат, 1981. — 352 с.

24. Энергетический комплекс СССР. Под ред. Л. А. Мелентьева и А. А. Макарова. — М.: Экономика, 1983. — 264 с.

25. Энергетическое топливо СССР (ископаемые угли, горючие сланцы, торф, мазут и горючий газ). Справочник / Матвеева И. И., Новицкий Н. В., Вдовченко В. С. и др. — М.: Энергия, 1979. — 128 с.

26. Ядерная энергетика и окружающая среда / Н. С. Бабаев, В. Ф. Демин, Л. А. Ильин и др. — М.: Энергоатомиздат, 1984. — 312 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

Введение 4

Глава 1. Источники тепловой энергии систем теплоснабжения. Энергетические ресурсы. Топливо 7

1.1. Источники тепловой энергии 7

1.2. Энергетические ресурсы и энергетический баланс 10

1.3. Топливо 27

1.4. Эффективность использования энергетических ресурсов, пути ее повышения. Побочные (вторичные) энергетические ресурсы 59

Глава 2. Процессы производства тепловой энергии и их расчет 65

2.1. Методы и способы производства тепловой энергии 65

2.2. Горение органического топлива 79

2.3. Тепловой расчет теплогенератора на органическом топливе 119

Глава 3. Паровые и водогрейные котлы 176

3.1. Основные направления развития котлов на органическом топливе 176

3.2 Паро- и теплогенераторы атомных станций теплоснабжения (АСТ) 203

3.3. Паро- и теплогенераторы гелио- и геотермальных установок 210

3.4. Строительные конструкции и материалы, применяемые в паровых и водогрейных котлах 212

3.5. Условия работы элементов котла и расчет их на прочность. 224

Глава 4. Топочные и горелочные устройства 231

4.1. Слоевые топочные устройства 231

4.2. Камерные топки 236

4.3. Вихревые (циклонные) топки 241

4.4. Горелочные устройства для камерного сжигания твердого топлива 244

4.5. Горелочные устройства для сжигания жидкого и газообразного топлива 249

Глава 5. Низкотемпературные поверхности нагрева котла 258

5.1. Общие положения. Классификация. Определения 258

5.2. Экономайзеры 259

5.3. Воздухоподогреватели 265

5.4. Компоновка низкотемпературных поверхностей нагрева котла 272

Глава 6. Процессы, происходящие в пароперегревателях и конвективных поверхностях нагрева 277

6.1 Процессы, происходящие в пароперегревателях 277

6.2. Поведение золы топлива в котельном агрегате 287

6.3. Загрязнение поверхностей нагрева котлов продуктами сгорания топлив 289

6.4. Способы борьбы с загрязнениями поверхностей нагрева 295

6.5. Износ поверхностей нагрева под действием золы 301

6.6. Коррозия поверхностей нагрева со стороны греющих газов 303

Глава 7. Внутрикотловые процессы в котельных агрегатах 310
7.1. Внутрикотловая гидродинамика 310
7.2. Обеспечение естественной циркуляции 316
7.3. Гидродинамика параллельно включенных труб при принудительном движении рабочего тела 321

Глава 8. Водяное хозяйство и водный режим паровых и водогрейных котлов 324
8.1. Общие положения 324
8.2. Физико-химические характеристики воды 326
8.3. Требования, предъявляемые к качеству пара, питательной, подпиточной и котловой воде 332
8.4. Внутрикотловая обработка 334
8.5. Способы и схемы водоподготовки 335
8.6. Современные способы обработки воды 353
8.7. Термическая деаэрация воды 357
8.8. Периодическая и непрерывная продувка котлов 365
8.9. Ступенчатое испарение 366
8.10. Паропромывочные устройства 369

Глава 9. Топливное хозяйство и шлакозолоудаление тепловых станций на органическом топливе 372
9.1. Принципы организации топливного хозяйства 372
9.2. Тепловые станции на твердом топливе 373
9.3. Системы топливоприготовления 379
9.4. Тепловые станции на жидком топливе 392
9.5. Тепловые станции на газообразном топливе 396
9.6. Шлакозолоудаление 398

Глава 10. Схемы тепловых станций и их оборудование 407
10.1. Системы теплоснабжения 407
10.2. Принципиальные схемы систем теплоснабжения 410
10.4. Тепловые схемы теплогенерирующих установок 423
10.6. Контрольно-измерительные приборы и арматура котельного агрегата 505
10.7. Тепловой контроль и автоматизация процессов генерирования тепловой энергии 513

Глава 11. Тягодутьевые устройства 520
11.1. Назначение и виды дутьевых а тяговых установок 520
11.2. Естественная тяга в газовоздушном тракте котельной установки 521
11.3. Искусственная тяга в газовоздушном тракте котельных установок 523
11.4. Выбор дымососов и вентиляторов и их компоновка 524
11.5. Регулирование тягодутьевых установок 527
11.6. Дымовые трубы 530

Глава 12. Охрана окружающей среды от вредных газообразных и жидких выбросов 533
12.1. Общие положения 533
12.2. Методы снижения и подавления газообразных выбросов 539

12.3. Методика расчета рассеивания вредных примесей и выбор высоты дымовых труб ... 544
12.4. Способы улавливания твердых частиц из продуктов сгорания ... 549
12.5. Очистка газообразных выбросов атомных станций теплоснабжения (АСТ) ... 558
12.6. Вредные жидкие стоки ... 561

Глава 13. Основы проектирования и эксплуатации теплогенерирующих установок ... 572
13.1. Основы проектирования теплогенерирующих установок ... 572
13.2. Проектирование котельных установок ... 574
13.3. Основы эксплуатации котельных установок ... 580
13.4. Теплотехнические испытания котельных установок ... 589
13.5. Использование ЭВМ при проектировании и эксплуатации теплогенерирующих установок ... 593

Глава 14. Технико-экономические показатели теплогенерирующих установок ... 596
14.1. Основные определения ... 596
14.2. Особенности производства тепловой энергии и планирования работы теплостанций ... 598
14.3. Количественные и качественные показатели работы теплостанций ... 601
14.4. Себестоимость производства тепловой энергии и особенности ее расчета ... 602
14.5. Определение сравнительной экономической эффективности капиталовложений и новой техники ... 606

Глава 15. Экономия топливно-энергетических ресурсов ... 608
15.1. Основные виды потерь топлива в теплостанции и классификация мероприятий по их снижению ... 608
15.2. Организация экономичной и надежной работы теплостанции ... 616
15.3. Оценка эффективности мероприятий по экономии топлива ... 617

Список литературы ... 619

Учебник

Геннадий Николаевич Делягин
Виктор Иванович Лебедев
Борис Андреевич Пермяков
Павел Александрович Хаванов

Теплогенерирующие установки

Научный редактор 1-го издания *Поляков Александр Александрович*
Научный редактор 2-го издания *Хаванов Павел Александрович*

Редакция литературы по жилищно-коммунальному хозяйству
Зав. редакцией *В. И. Киселев*
Редактор *А. А. Широкова*
Младший редактор *Т. В. Большакова*
Технический редактор *Ю. Л. Циханкова*
Корректор *Г. Г. Морозовская*
Внешнее оформление *А. В. Уткин*

Подписано в печать 12.11.09 г. Формат 84x108$^{1}/_{32}$.
Бумага офсетная. Гарнитура «Литературная». Печать офсетная.
Усл. печ л. 32,76. Уч.-изд. л. 29,41. Тираж 2000 экз.
Заказ № 0914440

ООО «ИД "БАСТЕТ"»
115477, г. Москва, ул. Кантемировская, д. 53, корп. 1
E-mail: infobast@yandex.ru
www.bastet-book.ru

Отпечатано в полном соответствии с качеством
предоставленного электронного оригинал-макета
в ОАО «Ярославский полиграфкомбинат»
150049, Ярославль, ул. Свободы, 97