

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФГБОУ ВО БРЯНСКИЙ ГАУ

**В.И. Чащинов, А.И. Купреенко, Х.М. Исаев,
С.М. Михайличенко, С.Х. Исаев**

Теплоэнергоснабжение предприятий

РАЗДЕЛ

теплоснабжение предприятий и основы теплотехники

Учебное пособие

для студентов, обучающихся по направлениям подготовки
для предприятий переработки сельскохозяйственной продукции и
пищевых производств

Брянск 2021

УДК 621.1.016 (076)

ББК 31.3

Т 34

Теплоэнергоснабжение предприятий. Разд. Теплоснабжение предприятий и основы теплотехники: учебное пособие для студентов, обучающихся по направлениям подготовки для предприятий переработки сельскохозяйственной продукции и пищевых производств / В. И. Чащинов, А. И. Купреенко, Х. М. Исаев и др. – Брянск: Изд-во Брянский ГАУ, 2021. – 196 с.

В учебном пособии излагаются вопросы теплоснабжения предприятий и теоретические основы теплотехники в объеме, соответствующем программе подготовки бакалавров по направлениям, связанным с технологией перерабатывающих и пищевых производств, а также эксплуатацией оборудования предприятий этих отраслей. В пособии значительное внимание уделено вопросам экономии тепловых энергоресурсов и применению возобновляемых источников энергии.

Рецензент: А.И. Куличенко – к.т.н., доцент Брянского ГАУ.

Рекомендовано к изданию методической комиссией инженерно-технологического института Брянского ГАУ, протокол №3 от 25 октября 2021 года.

© Брянский ГАУ, 2021

© Чащинов В.И., 2021

© Купреенко А.И., 2021

© Исаев Х.М., 2021

© Михайличенко С.М., 2021

© Исаев С.Х., 2021

Содержание

Предисловие	6
Введение	7
ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ ПРЕДПРИЯТИЙ	15
1 Системы теплоснабжения предприятий	15
1.1 Общие сведения о системах теплоснабжения предприятий	15
1.2 Краткая характеристика теплогенерирующих устройств	17
ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА	20
2 Теплота как вид энергии. Взаимные преобразования теплоты и механической энергии	20
2.1 Общие сведения о теплоте	20
2.2 Понятия термодинамической системы и рабочего тела	20
2.3 Термодинамические параметры состояния и уравнение состояния для идеальных газов	23
2.4 Функции состояния	25
2.5 Теплоемкость	27
2.6 Газовые смеси	29
3 Термодинамические процессы	32
3.1 Общие сведения о термодинамических процессах	32
3.2 Первый закон термодинамики для закрытых систем. Определение теплоты и работы в общем случае	33
3.3 Изменение функций состояния в процессах	36
4 Анализ термодинамических процессов в идеальных газах	38
4.1 Задачи анализа термодинамических процессов	38
4.2 Анализ основных термодинамических процессов	39
4.3 Политропные процессы	46
5 Круговые термодинамические процессы или циклы	49
5.1 Общие сведения о круговых термодинамических процессах или циклах	49
5.2 Прямой обратимый цикл Карно	51
5.3 Второй закон термодинамики	53
5.4 Идеальные циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС)	55
6 Термодинамические свойства реальных газов	58
6.1 Фазовые переходы	58
6.2 Уравнение состояния реальных газов	61
6.3 Водяной пар	62
6.5 Влажный воздух	67
7 Истечение газов и паров	73
7.1 Первый закон термодинамики для потока газа	73

7.2	Адиабатное истечение газа	76
7.3	Дросселирование	80
8	Паросиловые установки	82
8.1	Устройство и работа паросиловой установки	82
8.2	Цикл Ренкина паросиловой установки	83
9	Холодильные установки	85
9.1	Общие сведения о холодильных установках	85
9.2	Принципиальная схема и цикл паровой компрессорной установки	86
9.3	Схема и принцип действия абсорбционной холодильной установки	87
9.4	Тепловые насосы	89
	ОСНОВЫ ТЕПЛООБМЕНА	93
10	Общие сведения о теплообмене	93
11	Теплопроводность	95
12	Конвективный теплообмен	99
13	Теплообмен излучением	103
14	Теплопередача и основы расчета теплообменников	107
	ПРОИЗВОДСТВО ТЕПЛОТЫ	115
15	Топливо и основы сгорания топлив	115
15.1	Общие сведения о топливе	115
15.2	Горение топлива	119
15.4	Основы расчета процесса сгорания топлива	120
16	Теплогенерирующие установки	123
16.1	Общие сведения о теплогенерирующих установках	123
16.2	Котельные установки	124
16.3	Основные характеристики котлов	126
16.4	Прочие теплогенерирующие устройства, используемые на предприятиях переработки	128
	ОТОПЛЕНИЕ, ГОРЯЧЕЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЯ	132
17	Отопление	132
17.1	Общие сведения о системах отопления	132
17.2	Системы водяного отопления	133
17.3	Проектирование систем отопления	138
18	Горячее водоснабжение	144
19	Вентиляция и кондиционирование	147
19.1	Общие сведения о вентиляции	147
19.2	Выбор и расчет системы вентиляции	148
19.3	Кондиционирование воздуха	154
	ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ	158
20	Общие сведения о тепловых процессах переработки продукции и	

	технологий пищевых производств	158
21	Сушка продуктов	159
21.1	Общие сведения о сушке	159
21.2	Варианты конвективной сушки	164
21.3	Устройство сушилок	165
21.4	Основы расчета сушилок	173
22	Применение холода	177
22.1	Общие сведения о способах охлаждения	177
22.2	Ледяное охлаждение	178
22.3	Льдосоляное охлаждение	180
22.4	Машинное охлаждение	181
	ЭКОНОМИЯ ТЕПЛОЭНЕРГОРЕСУРСОВ И ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ	186
23	Основные пути экономии тепловых энергоресурсов и снижения негативных последствий от их использования	186
23.1	Негативные факторы традиционной энергетики	186
23.2	Основные пути снижения негативных факторов традиционной энергетики	187
23.3	Использование возобновляемых источников энергии	188
	Литература	195

Предисловие

Современные предприятия пищевых отраслей производства являются крупными потребителями энергоресурсов, и качественное энергообеспечение предприятий является актуальной задачей, от решения которой зависит и производительность производства, и себестоимость продукции. На предприятиях переработки сельскохозяйственной продукции, пищевых производств и предприятиях общественного питания эксплуатируется большое количество теплового оборудования, и потребление тепловых энергоресурсов является преобладающим в общем энергобалансе этих предприятий.

Настоящее пособие охватывает часть общего курса по дисциплине «Теплоэнергоснабжение предприятий» и посвящено вопросам теплоснабжения предприятий и основам теплотехники. Умение рационально использовать энергоресурсы, в том числе тепловые энергоресурсы, правильно подбирать тепловое оборудование с учетом особенностей реализуемых технологических процессов и грамотно его эксплуатировать требует и от технологов, и работников, непосредственно связанных с эксплуатацией технологического оборудования, знания основ теплотехники. В предлагаемом пособии излагаются основы теплотехники с учетом подготовки бакалавров по направлению: 19.03.03 – Продукты питания животного происхождения, профиль 1 «Технология мяса и мясных продуктов». Содержание пособия соответствует рабочей программе дисциплины «Теплоэнергообеспечение предприятий» и направлено на формирование общекультурных и профессиональных компетенций, обеспечивающих готовность осваивать новые виды технологического оборудования при изменении схем технологических процессов, осваивать новые приборные техники и новые методы исследования.

Пособие может использоваться также при подготовке бакалавров по другим направлениям, связанным с технологией перерабатывающих и пищевых производств, а также эксплуатацией оборудования предприятий этих отраслей.

Введение

Существование современного общества немислимо без потребления энергии в значительных количествах. Одними из энергоемких производств являются предприятия пищевых отраслей. На предприятиях переработки сельскохозяйственной продукции, пищевых производств и предприятиях общественного питания в общем случае используются три вида энергии: механическая, электрическая и тепловая. При этом они могут использоваться либо непосредственно для выполнения соответствующих функций, либо для трансформации одного вида энергии в другой.

Механическая энергия используется для выполнения механической работы, заменяющей физический труд персонала и повышения производительности труда (для привода различных технологических машин и оборудования, транспортных и погрузо-разгрузочных машин).

Электрическая энергия используется для трансформации в механическую энергию (электродвигатели), в теплоту (электрические теплогенерирующие устройства), для освещения, а также в системах автоматики и связи.

Тепловая энергия (теплота) используется для отопления и горячего водоснабжения, кондиционирования, а также технологических целей в различных технологических аппаратах.

Энергоснабжение предприятий предполагает обеспечение потребителей энергией и энергоресурсами всех требуемых видов, необходимых для нормальной работы предприятия. При этом под энергоресурсами понимают различные энергоносители, которые используются или могут использоваться на предприятии.

Устройства и установки, предназначенные для снабжения предприятия всеми необходимыми ему видами энергии и энергоносителей, образуют систему энергоснабжения предприятия.

Поскольку механическая энергия в основном генерируется непосредственно на месте ее потребления, то для большинства предприятий под системой энергоснабжения предприятия обычно понимают системы электро-, тепло- и водоснаб-

жения. Для предприятий, имеющих собственные теплогенерирующие установки и аппараты, в систему энергоснабжения предприятия включают также топливоснабжение.

Энергоресурсы делятся на основные или первичные и вторичные (ВЭР). К основным энергоресурсам относятся: различные виды топлив, водяной пар, горячая вода, холодная вода, сжатый воздух.

Под вторичными энергоресурсами понимают энергетические ресурсы, получаемые в виде побочных продуктов, а также сбросная теплота основного производства.

Устройства и установки, предназначенные для снабжения предприятия всеми необходимыми ему видами энергии и энергоносителей, образуют систему энергоснабжения предприятия.

Энергоснабжение делится на ***внешнее и внутреннее***. Под внешним энергоснабжением понимается снабжение потребителя от внешних источников, под внутренним – от источников энергии, расположенных на территории предприятия.

В зависимости от того, как осуществляется электро - и теплоснабжение, энергоснабжение принято делить на ***централизованное, местное (автономное), смешанное, комбинированное, раздельное***.

В случае, когда снабжение электрической и тепловой энергией осуществляется только от внешних источников, энергоснабжение принято называть ***централизованным***. Как правило, централизованное энергоснабжение характерно для средних, малых и мелких предприятий.

При питании от местных источников электрической и тепловой энергии энергоснабжение называют ***местным (автономным)***. Это определение является несколько условным, так как топливоснабжение при этом осуществляется от внешних источников. Автономное энергоснабжение применяется в тех случаях, когда предприятие сооружается вдали от мест, по которым проложены тепловые и электрические сети.

Если же предприятие от внешнего источника централизованно получает

только один вид энергии (например, электроэнергию), а другой вид (например, тепловую) полностью или частично вырабатывается на самом предприятии, то имеет место *смешанное* энергоснабжение. Смешанное энергоснабжение, как правило, характерно для предприятий средней мощности.

В случае, когда предприятие получает от одного внешнего источника несколько видов энергии, централизованное энергоснабжение называют *комбинированным*.

Если электрическую и тепловую энергию предприятие получает от разных внешних источников (электрическую от сетей энергосистемы, а тепловую – от районной котельной), такое энергоснабжение называют *раздельным*.

Проектирование систем энергоснабжения предприятия является сложной задачей, при решении которой должен использоваться системный подход, учитывающий как особенности предприятия, так и необходимость оптимального построения топливно-энергетического баланса региона. Кроме выполнения основной своей функции – бесперебойного обеспечения предприятия всеми необходимыми видами энергии и энергоносителей, система энергоснабжения предприятия должна удовлетворять целому ряду требований, в числе которых создание условий для экономии всех видов энергоресурсов. Выполнение этого условия возможно лишь при всестороннем учете характеристик, установленного на предприятии оборудования и режимов его загрузки в технологических процессах и использовании энергосберегающих технологий на всех этапах от производства энергии, её транспортирования, преобразования и непосредственного использования у потребителя. При этом надо иметь в виду, что система энергоснабжения предприятия может не иметь прямых потерь по всем энергоресурсам, но быть далеко не оптимальной с народнохозяйственной точки зрения, т.к., например, расходует высококачественное дефицитное горючее или высокотемпературную теплоту для покрытия потребностей в низкотемпературной теплоте.

В качестве основных требований к системе энергоснабжения предприятия можно назвать следующие.

- **Надёжность.** Требования к надёжности энергообеспечения зависят от типа предприятия и вида энергии или энергоносителей. В ряде случаев требования к системам энергоснабжения формулируются в действующих правилах устройства, строительных нормах, руководящих документах и т.п. Так, например, требования к надёжности систем электроснабжения сформулированы в Правилах устройства электроустановок (ПУЭ).
- **Безопасность.** Системы энергоснабжения и все без исключения их элементы (включая и оборудование потребителя) должны быть построены и выполнены таким образом, чтобы они не создавали какой-либо опасности для жизни и здоровья людей, эксплуатирующих систему и работающих на предприятии.
- **Экологичность.** В различных режимах (нормальных, аварийных) и при проведении различных работ (строительных, монтажных, ремонтно-восстановительных) СЭС и их оборудование не должны вызывать загрязнение окружающей среды.
- **Экономичность.** Для заданного уровня безопасности, надёжности и экологичности система электроснабжения должна иметь минимальные затраты на сооружение, монтаж и эксплуатацию.
- **Возможность развития во времени.** Например, в цехах промышленных предприятий в связи с реконструкцией технологического процесса возможна перестановка технологического оборудования, что не должно вызывать серьезных перестроек системы энергоснабжения.
- **Удобство эксплуатации и управления.** Все необходимые свойства систем энергоснабжения поддерживаются в процессе эксплуатации за счет управления в широком смысле: ремонта, обслуживания, модернизации и др. Системы энергоснабжения должны быть приспособлены для проведения таких работ.
- **Эстетичность.** При проектировании и построении систем энергоснабжения необходимо учитывать «вписываемость» элементов СЭС в архитек-

турный облик зданий и сооружений, во внутренний интерьер производственных и других помещений.

Разработка систем энергоснабжения, отвечающих указанным требованиям и эксплуатация этих систем, включая непосредственных потребителей энергии и энергоресурсов, предполагает знания соответствующих разделов теплотехники и электротехники.

Теплотехника – это отрасль науки и техники, которая занимается всеми вопросами производства и использования теплоты в самых различных целях. Теплота же, в свою очередь, является одним из самых востребованных видов энергии, которая непосредственно используется для удовлетворения бытовых потребностей человека (обогрев, приготовление пищи и т.п.), в технологических процессах различных производств, а также для трансформации в механическую и электрическую энергию. Теплотехника базируется на результатах практического и научно-технического поиска многих поколений талантливых изобретателей, конструкторов, испытателей и ученых, творивших в разные периоды развития производительных сил общества.

Теплотехника как наука возникла в результате поиска универсального теплового двигателя, каковым стал паровой двигатель. В создание такого двигателя следует отметить вклад англичан Ньюкомена, Д. Уатта и нашего соотечественника И. И. Ползунова. Необходимость совершенствования паровых двигателей стимулировала исследования свойств водяного пара, а затем и различных газов.

У истоков научного познания природы теплоты стоит выдающийся русский ученый академик Михаил Васильевич Ломоносов. Он является автором кинетической теории тепла, следствием которой явилась теория тепловых явлений, основанная на представлении о теплоте как результате хаотического движения атомов и молекул вещества. Кинетическая теория материи Ломоносова дает теоретическое основание для постановки двух принципиальных проблем – проблемы превращения теплоты в механическую работу и проблемы природы горения. Обе эти проблемы были поставлены и решались как русскими, так и зарубежными учеными и инженерами XVIII столетия.

Теплотехника как наука окончательно сформировалась в XIX веке в эпоху промышленно-технической революции, которая характеризуется массовым использованием тепловых двигателей, в результате чего теплота была поставлена на службу человека. Теоретической основой теплотехники является техническая термодинамика и основы теплообмена и массообмена.

Началом развития технической термодинамики как теоретического раздела теплотехники можно считать опубликованную в 1824 году работу французского ученого Сади Карно «Размышления о силе огня». Эта работа дала основание для формулировки второго закона термодинамики. Карно высказал положение о том, что появление движущей силы в паровых двигателях обусловлено не только расходом теплоты, но и наличием холода (холодного источника), и что только при наличии разности температур может возникать движущая сила. Карно сделал принципиальный вывод о циклической работе тепловых двигателей и разработал понятие о круговом замкнутом термодинамическом процессе. Он предложил такой круговой замкнутый процесс, впоследствии получивший название цикла Карно, при котором между двумя уровнями температур (изотермами T_1 и T_2) можно получить максимум работы.

Теплота является наиболее универсальной формой энергии, поскольку любая форма энергии (механическая, химическая, электрическая, ядерная и т. п.) трансформируется, в конечном счете, частично, либо полностью в тепловое движение молекул, то есть в теплоту. Различные тела могут обмениваться внутренней энергией в форме теплоты, что количественно выражается первым законом термодинамики, который является частным случаем общего закона сохранения и превращения энергии, одного из важнейших законов естествознания. Открытие закона сохранения и превращения энергии явилось обобщением многочисленных научных исследований и опыта, накопленного практикой, и в этом трудно умалить роль М.В. Ломоносова.

В любых системах, где имеется разность температур, происходят процессы переноса и распространения теплоты, изучению которых посвящается, пожалуй, наиболее сложный раздел теплотехники – теория теплообмена.

Теория теплообмена рассматривает процесс распространения теплоты в пространстве как самопроизвольный необратимый процесс, при котором происходит обмен внутренней энергией между отдельными элементами и между областями рассматриваемой среды. Установлено, что перенос теплоты осуществляется тремя основными способами: теплопроводностью, конвекцией и тепловым излучением. При этом теплообмен является сложным процессом, когда вышеназванные механизмы переноса теплоты могут действовать одновременно. Так конвекция, которая возможна лишь в текучей среде, всегда сопровождается теплопроводностью и такой совместный процесс переноса теплоты конвекцией и теплопроводностью называют конвективным теплообменом. Теория теплообмена ставит своей задачей не только объяснить механизмы переноса теплоты в пространстве, но и установить основные закономерности различных способов теплообмена, а также количественные характеристики этих процессов в различных условиях.

Теплотехника в своих исследованиях пользуется как феноменологическими, так и статистическими методами. По большей своей части теплотехника использует феноменологический метод, когда отвлекаются от микроскопического строения вещества, а изучаемое явление рассматривается в целом (как феномен), и устанавливаются соотношения между параметрами, характеризующими явление на основании опытных данных. При статистических методах исследования система рассматривается как совокупность большого числа микроскопических объектов (атомов, молекул, ионов) с определенными свойствами и законами их взаимодействия. На основании поведения такой совокупности микрочастиц ставится задача получения макроскопических характеристик системы. Возможность получить феноменологические соотношения на основе свойств микроскопической структуры среды без дополнительного проведения эксперимента является достоинством статистического метода исследования. Однако недостатком этого метода является его сложность, что ограничивает область его использования лишь для простейших физических моделей вещества.

Теплообмен или теплопередача – сравнительно молодая наука, большой вклад в развитии которой внесли советские ученые В.М. Кирпичев, М.А. Михеев, А.А. Гухман, С.С. Кутатиладзе, А.В. Лыков и многие другие.

Теплота служит человеку не только в энергетике, но и во многих технологических процессах самых различных отраслей производства. Однако глобальное использование теплоты как источника энергии в условиях постоянного роста энергопотребления приводит к возникновению серьёзных экологических проблем, связанных с существующими технологиями производства и использования теплоты.

Решение этих проблем связано с более широким внедрением энергосберегающих технологий и более эффективному использованию теплоты в самых различных областях.

ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ ПРЕДПРИЯТИЙ

1. Системы теплоснабжения предприятий

1.1. Общие сведения о системах теплоснабжения предприятий

Для предприятий переработки сельскохозяйственной продукции и пищевых производств в общем энергопотреблении велика доля технологического использования теплоты, поэтому вопросы теплоснабжения в этой отрасли имеют особую важность. Надежное энергоснабжение является неременным условием функционирования предприятий в любой отрасли. Для предприятий переработки сельскохозяйственной продукции и пищевых производств в общем энергопотреблении велика доля технологического использования теплоты, поэтому вопросы теплоснабжения в этой отрасли имеют особую важность.

Теплоснабжение предприятий состоит в обеспечении теплотой с помощью теплоносителей систем отопления, вентиляции, горячего водоснабжения зданий и технологических потребителей.

Для осуществления технологических процессов в пищевой технологии используется большое количество тепловых аппаратов, в которых в качестве источников теплоты применяются различные теплогенерирующие устройства и промежуточные теплоносители. В качестве теплоносителей выступают воздух, вода, водяной пар и так называемые высокотемпературные теплоносители, такие как минеральные масла, глицерин, кремнийорганические жидкости.

К теплогенерирующим устройствам относятся электрические нагревательные элементы, а также устройства, в которых осуществляется сжигание различных видов топлива.

В общем случае система теплоснабжения предприятия включает в себя источники теплоты, тепловые сети с тепловыми пунктами, выполняющими функции контроля, регулирования и распределения потоков теплоносителей.

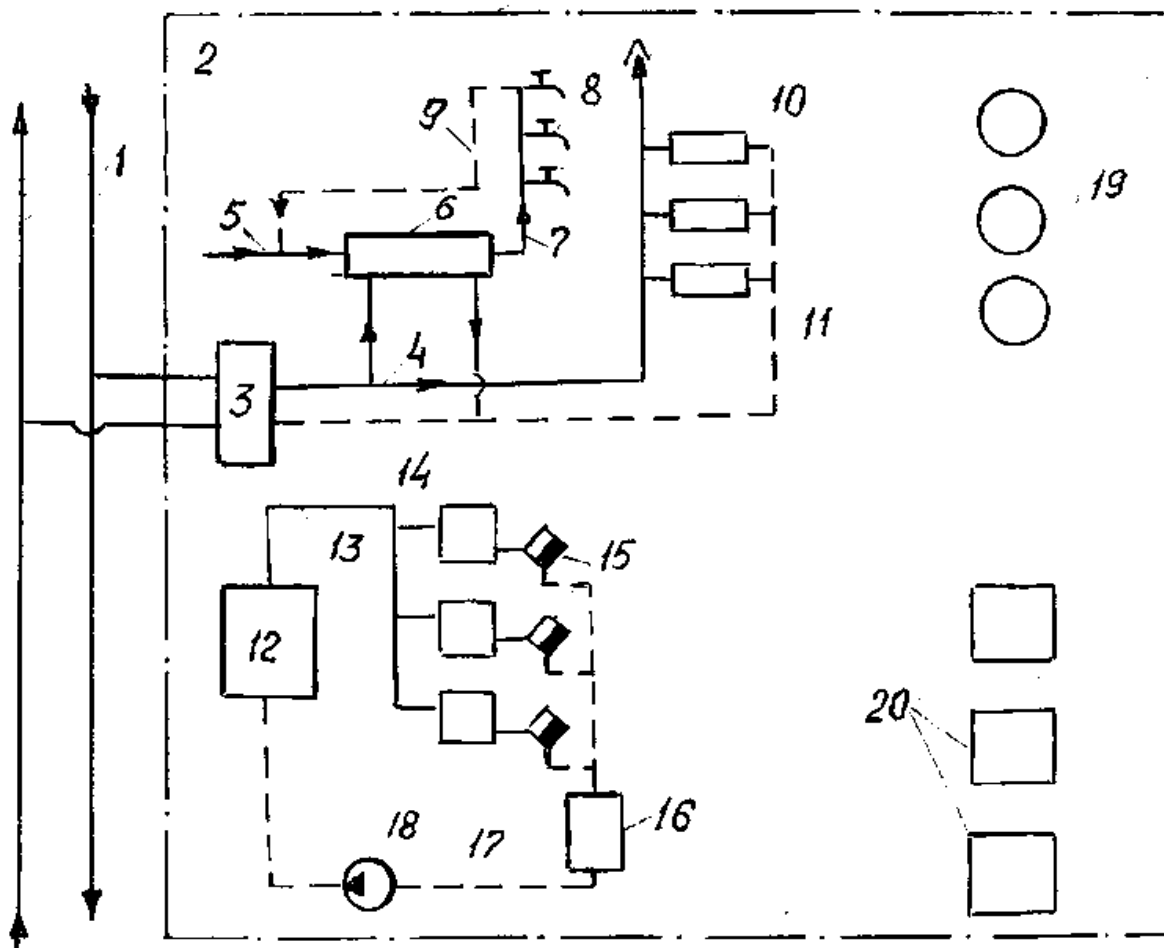


Рис. 1.1. Схема смешанной системы теплоснабжения предприятия:

1 – тепловая сеть ТЭЦ или районной котельной; 2 – территория предприятия; 3 – тепловой пункт; 4 – подающая магистраль системы отопления; 5 – трубопровод холодной воды; 6 – водоподогреватель; 7 – подающий трубопровод системы горячего водоснабжения; 8 – водоразборные краны; 9 – циркуляционный трубопровод системы горячего водоснабжения; 10 – отопительные приборы; 11 – обратный трубопровод системы отопления; 12 – паровой котел; 13 – подающий паропровод; 14 – аппараты, использующие пар в качестве греющего теплоносителя; 15 – конденсатоотводчики; 16 – сборник конденсата; 17 – конденсатопровод; 18 – питательный насос; 19 – аппараты с электрическими нагревательными элементами; 20 – тепловые аппараты, использующие топливо

Тепловые сети предприятия представляют собой систему трубопроводов для подачи к потребителям теплоносителей, а также отвода конденсата с распределительными устройствами и соответствующей арматурой. Основной задачей тепловых сетей предприятия является бесперебойное снабжение потребителей тепловой энергией в виде пара и горячей воды, поддержание заданных параметров теплоносителей, всемерное снижение утечек пара и горячей воды и тепловых потерь.

Системы теплоснабжения предприятий можно разделить на централизованные (внешние), децентрализованные (местные или внутренние) и смешанные. При внешнем теплоснабжении теплоноситель (обычно горячая вода или водяной пар) нужного потенциала (температуры и давления) поступает на предприятие от какого-то централизованного источника (ТЭЦ или крупная котельная), расположенного вне предприятия. При внутренней системе теплоснабжения все источники теплоты располагаются на предприятии.

При смешанной системе теплоснабжения часть потребителей теплоты (например, системы отопления и горячего водоснабжения) обеспечиваются теплоносителями от внешнего централизованного источника, а для производства других теплоносителей (например, технологического пара) используются собственные теплогенерирующие установки.

1.2. Краткая характеристика теплогенерирующих устройств

На предприятиях переработки используются различные теплогенерирующие устройства, которые можно разделить на две группы: электрические и работающие за счет сжигания какого-либо топлива.

В электрических теплогенерирующих устройствах источником теплоты являются нагревательные элементы – преобразователи электрической энергии в тепловую.

В зависимости от способа трансформирования электрической энергии в тепловую нагревательные элементы делятся на электронагревательные сопротивления (электродные и резисторные) и электромагнитные излучатели сверхвысокочастотного и индукционного нагрева.

В электронагревателях сопротивления реализуется эффект нагрева проводника при прохождении по нему электрического тока. Если в качестве токопроводящего элемента нагревателя используется металлическая проволока, а также металлический или неметаллический слой, играющий роль электрического сопротивления – резистора, то такие электронагревательные элементы носят название резистивных. Неметаллические электронагреватели используются в качестве инфракрасных излучателей (ИК-излучателей). В них основная часть теплоты, выделяющейся при прохождении тока, передается нагреваемой среде лучистым теплообменом в диапазоне инфракрасного излучения (излучения в диапазоне длин волн от 0,76 до 750 мкм). В пищевой технологии используются аппараты с ИК-излучателями, работающими в области излучения от 0,76 до 0,4 мкм.

В электродных нагревательных элементах в качестве проводника тока (электросопротивления) используется сама нагреваемая токопроводящая жидкая среда.

Электромагнитные излучатели сверхвысокочастотного и индукционного нагрева представляют собой преобразователи электроэнергии в энергию электромагнитного поля, которая затем преобразуется в тепловую энергию либо непосредственно в самом продукте, либо в посуде, в которой находится продукт.

Принцип действия сверхвысокочастотного (СВЧ) нагрева основан на эффективном поглощении влагой, содержащейся в нагреваемом продукте, сверхвысокочастотной электромагнитной энергии, подводимой в рабочую камеру аппарата от генератора СВЧ - магнетрона и превращении ее во внутреннюю энергию (теплоту).

В индукционных нагревателях основным элементом является индукционная конфорка, являющаяся источником высокочастотного переменного магнитного поля, создаваемого индуктором. Нагрев продукта осуществляется от дна посуды, изготовленного из ферромагнитного материала определенной толщины, которое, в свою очередь, разогревается за счет индуцируемых в нем токов под действием электромагнитного поля конфорки.

Основными теплогенерирующими устройствами, работающими за счет сжигания топлива, на предприятиях пищевых отраслей являются паровые и водогрейные котельные, печи, варочные котлы и газовые плиты. В качестве основного вида топлива на предприятиях переработки используется природный газ, а в ряде случаев жидкое или твердое топливо. Эффективность использования того или иного топлива определяется условиями его сжигания с применением специальных горелок и топочных устройств.

Учитывая преимущественное использование на предприятиях переработки газообразного топлива, систему газоснабжения можно считать элементом общей системы теплоснабжения предприятия.

Тестовые контрольные вопросы и задания

1. Что собой представляет система теплоснабжения, и каковы ее основные задачи?
2. Приведите классификацию систем теплоснабжения.
3. Какие виды теплогенерирующих устройств используются на предприятиях переработки сельхозпродукции и пищевых производств?
4. Назовите основные виды теплоносителей, используемых на предприятиях переработки сельхозпродукции и пищевых производств.
5. Назовите виды электрических нагревательных элементов в зависимости от способа трансформации электрической энергии в тепловую.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

2. Теплота как вид энергии

Взаимные преобразования теплоты и механической энергии

2.1. Общие сведения о теплоте

Теплота – это вид энергии, который проявляется в тепловом движении микрочастиц, составляющих вещество. Тепловое движение – это хаотическое, то есть разнонаправленное и с разной скоростью, движение молекул вещества. Таким образом, *теплота – это вид энергии, являющийся формой проявления и количественной мерой теплового движения.*

Потенциалом теплоты как вида энергии является температура. Теплотой обладает любое тело, температура, которого выше нуля по Кельвину, и она может рассматриваться как часть внутренней энергии тела. Теплота может преобразовываться в другие виды энергии или передаваться другим телам или средам теплопроводностью, в результате конвективного теплообмена и теплообмена излучением. Обмен теплотой осуществляется на микрофизическом, то есть молекулярном уровне.

2.2. Основные понятия термодинамической термодинамики

Термодинамика изучает законы превращения энергии в различных процессах, происходящих в макроскопических системах и сопровождающихся тепловыми эффектами. При этом под макроскопической системой понимают любой объект, размеры которого несоизмеримо больше размеров молекул и атомов.

В зависимости от задач исследования различают техническую термодинамику, химическую термодинамику, термодинамику биологических систем и т.п.

Техническая термодинамика изучает закономерности взаимного превращения теплоты и механической энергии и свойства тел, участвующих в этих превращениях. Эти взаимные превращения теплоты и механической энергии

происходят в так называемых термомеханических системах, которые и являются предметом изучения технической термодинамики. Именно на базе основных законов технической термодинамики производится разработка и совершенствование различных тепловых двигателей, холодильных установок и компрессорных машин.

Под *термодинамической системой* понимают вещество или совокупность тел, находящихся во взаимодействии между собой и с окружающей средой. Окружающей средой называют тела, не входящие в систему. Границей системы является контролируемая поверхность (оболочка), отделяющая ее от окружающей среды. Простейшим примером термодинамической системы может служить газ, находящийся в цилиндре с поршнем. Внешней окружающей средой здесь является воздух, находящийся вне цилиндра, а стенки цилиндра с поршнем являются контролируемой поверхностью.

Между телами внутри системы, а также между системой и окружающей средой осуществляется тепловое и механическое взаимодействие, то есть происходит обмен теплотой и механической энергией, проявляющейся в виде работы.

Механическая работа – форма проявления механической энергии, которая является количественной мерой механического движения (упорядоченного движения тел или макрообъемов вещества). То есть обмен механической энергией происходит на макрофизическом уровне и проявляется в виде совершения работы самой системой или окружающей средой по отношению к системе.

Основной единицей измерения теплоты как и работы является джоуль (Дж) или кратные ему величины – килоджоуль (кДж) и мегаджоуль (МДж).

По условиям взаимодействия с окружающей средой различают следующие виды систем:

- открытые;
- закрытые;
- адиабатные;
- замкнутые или изолированные. .

Открытые системы – это системы, которые могут обмениваться с окружающей средой и веществом и энергией (теплотой и механической работой).

Закрытые системы могут обмениваться с окружающей средой энергией, но не веществом.

Адиабатные системы являются теплоизолированными, то есть не обмениваются с окружающей средой теплотой.

Замкнутые или изолированные системы не обмениваются с окружающей средой ни веществом, ни энергией.

Вещество, входящее в термодинамическую систему, благодаря изменению состояния которого в различных процессах и происходят взаимные превращения теплоты и механической работы, называют **рабочим телом** .

В качестве рабочего тела в термодинамических системах чаще всего используются газы, а также жидкости и их пары. Это связано с тем, что газ и пар в наибольшей степени реагирует изменением своего состояния на подвод и отвод теплоты и механической энергии, что обеспечивает благоприятные условия для взаимного преобразования этих видов энергии.

Довольно удобной теоретической моделью газообразных рабочих тел является идеальный газ , позволяющей существенно упростить анализ термодинамических систем. **Под идеальным газом** понимают газ, молекулы которого являются материальными точками (то есть имеют массу, но не имеют размеров), и в котором отсутствуют силы взаимодействия между молекулами. При этом поведение реальных газов во многих случаях (при сравнительно невысоких давлениях и не слишком низких температурах) достаточно хорошо подчиняется законам идеального газа, что и позволяет широко использовать эти законы для практических расчетов. Это объясняется тем, что в таких условиях размеры молекул малы по сравнению с расстоянием между ними, то есть размерами молекул можно пренебречь и силы взаимодействия между молекулами на таком расстоянии проявляются слабо.

2.3. Термодинамические параметры состояния и уравнение состояния для идеальных газов

Термодинамические параметры состояния – это интенсивные или удельные (то есть не зависящие от количества вещества) физические величины, однозначно определяющие состояние рабочего тела или термодинамической системы. При этом под интенсивными параметрами понимают физические величины, не зависящие от количества вещества по своей природе (например, давление или температура), а под удельными – параметры, приходящиеся на единицу массы рабочего тела (1 кг).

К параметрам состояния относятся **термодинамическая температура**, **давление** и **удельный объем**. Вместо удельного объема в качестве параметра состояния можно использовать обратную ему величину – **плотность**.

Температура характеризует степень нагретости тела или его тепловое состояние, проявляющееся в интенсивности теплового движения микрочастиц. На практике обычно температуру измеряют в градусах Цельсия ($^{\circ}\text{C}$), однако параметром состояния является так называемая абсолютная или термодинамическая температура, измеряемая в кельвинах (К). Термодинамическую температуру можно рассматривать как количественную меру интенсивности теплового движения, так как ее значение пропорционально средней кинетической энергии микрочастиц вещества, совершающих тепловое движение.

Как единицы измерения кельвин (К) и градус Цельсия ($^{\circ}\text{C}$) между собой равны. Соотношение же между температурой T , измеренной по термодинамической температурной шкале, и температурой t по шкале Цельсия имеет вид: $T = t + 273,15 \text{ К}$.

Давление (p) представляет собой силу, приходящуюся на единицу площади поверхности и направленную по нормали к этой поверхности.

В жидкостях и газах давление проявляется как результат совокупного действия молекул, совершающих тепловое движение. Вследствие этого, давление в любой точке пространства, заполненного жидкостью или газом, действует одинаково во всех направлениях.

Основной единицей измерения давления в СИ является паскаль – Па (Н/м^2). Паскаль – единица маленькая, поэтому на практике чаще пользуются кратными единицами: килопаскаль ($1 \text{ кПа} = 10^3 \text{ Па}$) и мегапаскаль ($1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па}$). На практике нередко пользуются и другими несистемными единицами измерения давления, в том числе м или мм столба жидкости, вес которой уравнивает измеряемое давление. В частности, в технической термодинамике как единицу давления широко используют бар ($1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па}$).

Давление измеряют с помощью приборов – манометров, барометров и вакуумметров. Барометры предназначены для измерения атмосферного или барометрического давления – B , манометры используются для измерения давления, когда оно выше атмосферного и показывают его превышение над атмосферным – $p_{\text{ман}}$, а вакуумметры используются для измерения давления ниже атмосферного и показывают разрежение (вакуум), то есть недостаток давления да атмосферного $p_{\text{вак}}$. *При этом следует учитывать, что параметром состояния является абсолютное давление, то есть давление, отсчитанное от нуля,* которое при использовании показаний манометра определяют как $p = B + p_{\text{ман}}$, а при использовании показаний вакуумметра – $p = B - p_{\text{вак}}$.

Удельный объем (v) – это объем, занимаемый единицей массы вещества, $\text{м}^3/\text{кг}$. Удельный объем является величиной, обратной плотности вещества.

Плотность вещества (ρ) – это масса единицы вещества, кг/м^3 . Плотность является величиной, обратной удельному объему.

Для системы, находящейся в равновесном состоянии, параметры состояния связаны между собой соотношением – уравнением состояния, которое для идеального газа носит название уравнения – Клапейрона – Менделеева и которое имеет вид:

для одного кг газа

$$p \cdot v = RT \quad (2.1)$$

для произвольного количества газа, выраженного массой;

$$p \cdot V = mRT \quad (2.2)$$

для произвольного количества газа, заданного в киломолях

$$p \cdot V = M \bar{R} T \quad (2.3)$$

В этих выражениях:

p – давление, Па;

v – удельный объем, м³/кг;

R – газовая постоянная, Дж /кг·К;

T – термодинамическая температура, К;

V – объем, м³;

m – масса, кг;

M – количество киломолей газа, кмоль;

\bar{R} – универсальная газовая постоянная, Дж /кмоль ·К.

Универсальная газовая постоянная имеет одинаковое значение для всех газов

$$\bar{R} = 8314 \text{ Дж /кмоль} \cdot \text{К.}$$

Газовая постоянная, в общем случае, для каждого газа имеет свое значение, которое может быть найдено по формуле

$$R = \bar{R} / \mu = 8314 / \mu, \text{ Дж /кг} \cdot \text{К}, \quad (2.4)$$

где μ – молярная масса (масса 1-го киломоля) газа, кг/кмоль.

Физический смысл газовой постоянной состоит в том, что она численно равна работе, совершаемой одним кг газа в изобарном процессе при увеличении его температуры на один К (°С). Для универсальной газовой постоянной – то же для одного киломоля.

2.4. *Функции состояния*

Кроме термодинамических параметров состояния существуют также определенные величины, характеризующие состояние термодинамической системы или рабочего тела, которые называют функциями состояния.

Функции состояния – это количественные характеристики термодинамической системы, значения которых однозначно определяются параметрами состояния. Основными функциями состояния являются: **внутренняя энергия, энтальпия и энтропия**. В практических расчетах чаще пользуются удельными (приходящимися на единицу массы) значениями функций состояния. Обычно, при расчете их значений за условный нуль принимают состояние при давлении – 0,101 МПа и температуре – 0 °С.

Внутренняя энергия U , (Дж) представляет собой сумму кинетической энергии микрочастиц вещества, совершающих тепловое движение, и энергии их взаимодействия. Внутренняя энергия одного килограмма вещества называется удельной внутренней энергией u , (Дж /кг).

Энтальпия (ее еще называют теплосодержанием) I , (Дж) представляет собой сумму внутренней энергии и произведения давления на объем. Это произведение можно истолковать как потенциальную энергию, заключенную в объеме вещества. Таким образом, для удельной энтальпии i , (Дж /кг) можно записать:

$$i = u + p \cdot v . \quad (2.5)$$

Энтропия – функция состояния, с помощью которой в некоторых случаях удобно рассчитывать количество теплоты в процессах, и которая определяется из выражения ее дифференциала:

$$ds = dq/T , \quad (2.6)$$

где dq – элементарное количество теплоты;

T – термодинамическая температура.

При анализе степени совершенства тепловых аппаратов и установок достаточно широко используется функция состояния, называемая эксергией. **Эксергия** (работоспособность) – максимальная работа, которую может совершить рабочее тело (система) при реализации обратимых термодинамических процессов до достижения равновесия с окружающей средой с параметрами p_0, v_0 .

2.5. Теплоемкость

Теплоемкость является одной из важнейших теплофизических характеристик вещества. Теплоемкость тела представляет собой отношение элементарного количества теплоты, полученного телом (количества теплоты при бесконечно малом изменении его состояния) к связанному с этим приращению температуры, то есть

$$C = dQ/dT. \quad (2.7)$$

Обычно *теплоемкость* понимают как количество теплоты, которое нужно сообщить телу, чтобы изменить его температуру на один кельвин или градус Цельсия.

В практических расчетах, как правило, пользуются значениями удельных теплоемкостей. Различают *удельную массовую, удельную объемную и удельную молярную* (мольную) *теплоемкости*, то есть теплоемкости соответствующей единицы количества вещества. Таким образом:

Удельная массовая теплоемкость c (Дж/ кг·К) – количество теплоты, которое нужно сообщить одному кг вещества, чтобы изменить его температуру на 1 К ($^{\circ}C$).

Удельная объемная теплоемкость c' (Дж/ м³·К) – количество теплоты, которое нужно сообщить одному м³ вещества (для газов – м³, приведенного к нормальным условиям, т. е. $p = 760$ мм рт. ст. и $t = 0$ $^{\circ}C$), чтобы изменить его температуру на 1 К ($^{\circ}C$).

Удельная молярная теплоемкость μC (Дж/ кмоль· К) – количество теплоты, которое нужно сообщить одному киломолю вещества, чтобы изменить его температуру на 1 К ($^{\circ}C$).

Часто удельную теплоемкость для краткости называют просто *теплоемкостью*, т. е. употребляют названия – *массовая, объемная и молярная теплоемкость*.

Для газов массовая c , объемная c' и молярная μC теплоемкости связаны между собой следующими соотношениями:

$$c = \mu C / \mu; \quad c' = \mu C / 22,4; \quad c' = \rho_0 c, \quad (2.8)$$

где μ – молярная масса, кг/кмоль;

ρ_0 – плотность вещества при нормальных условиях, кг/м³.

Теплоемкость газов зависит от рода газа, от температуры, в некоторой степени от давления и от характера процесса. При этом **наибольшее влияние на теплоемкость оказывает процесс**, в котором подводится или отводится теплота. В зависимости от процесса значение теплоемкости газа может меняться от $-\infty$ до $+\infty$.

Теплоемкость определяется обычно опытным путем. В справочной литературе приводятся значения изохорных $(c_v, c'_v, \mu C_v)$ и изобарных $(c_p, c'_p, \mu C_p)$ теплоемкостей, то есть теплоемкостей для процессов при постоянном объеме и при постоянном давлении.

В практических расчетах, не требующих особой точности, зависимостью теплоемкости от температуры пренебрегают. В противном случае пользуются средней для данного интервала температур теплоемкостью, которую находят с использованием эмпирических формул или справочных таблиц.

Между изохорной и изобарной теплоемкостями существует связь, выражаемая зависимостями:

$$c_p = c_v + R;$$

$$\frac{c_p}{c_v} = \frac{c'_p}{c'_v} = \frac{\mu C_p}{\mu C_v},$$

где R – газовая постоянная, Дж/кг К;

k – показатель адиабаты.

Первая из приведенных зависимостей носит название формулы Майера.

Для идеальных газов в зависимости от атомности газа принимаются следующие значения показателя адиабаты:

$k = 1,67$ – для одноатомных газов;

$k = 1,4$ – для двухатомных газов;

$k = 1,29$ – для многоатомных газов.

Для идеального газа удельную массовую изохорную теплоемкость можно находить по формуле

$$c_v = \frac{R}{k - 1}. \quad (2.9)$$

2.6. Газовые смеси

В термодинамических системах часто в качестве рабочего тела используется не химически однородный газ, а смеси различных газов. Анализ и расчет таких систем ведется так же, как и в случаях с однородным газом при учете соответствующих характеристик газовой смеси, которые зависят от характеристик газов, входящих в смесь.

Чтобы задать газовую смесь необходимо назвать компоненты смеси и указать долю каждого компонента в смеси. **Состав смеси задают массовыми, объемными или молярными долями.**

Массовой долей компонента g_i называют отношение массы i -го газа m_i , входящего в смесь, к массе всей смеси $m_{см}$

$$g_i = \frac{m_i}{m_{см}}$$

Объемной долей компонента r_i называют отношение приведенного объема i -го газа v_i , входящего в смесь, к объему всей смеси v_i

$$r_i = \frac{v_i}{v_{см}}$$

При этом под приведенным объемом газа понимают тот объем, который занял бы один этот газ при температуре и давлении смеси.

Молярной долей компонента N_i называют отношение количества киломолей i -го газа M_i , входящего в смесь, к общему количеству киломолей смеси $M_{\text{см}}$

$$N_i = \frac{M_i}{M_{\text{см}}}.$$

Для любой газовой смеси, состоящей из n компонентов, выполняется условие:

$$\sum_{i=1}^n g_i = 1; \quad \sum_{i=1}^n r_i = 1; \quad \sum_{i=1}^n N_i = 1. \quad (2.10)$$

Доли компонентов могут указываться в процентах, и тогда сумма долей всех компонентов равна 100 % .

Различные виды долей компонентов находятся в определенных соотношениях, что позволяет перейти от одного способа задания смеси к другому. Учитывая, что, как следствие закона Авогадро, для любой смеси $r_i = N_i$, смеси обычно задают массовым или объемным составом, то есть указывая либо массовые, либо объемные доли компонентов. При этом эти доли находятся в следующих соотношениях:

$$g_i = \frac{r_i \mu_i}{\sum_{i=1}^n r_i \mu_i}; \quad (2.11)$$

$$r_i = \frac{g_i / \mu_i}{\sum_{i=1}^n g_i / \mu_i}. \quad (2.12)$$

где μ_i – молярная масса i -го газа, входящего в смесь ;

n – число компонентов, входящих в смесь.

Поведение газовых смесей подчиняется закону Дальтона, согласно которому каждый газ, входящий в смесь, ведет себя так, как будто он один занимает

весь объем, в котором находится смесь. По закону Дальтона давление смеси $p_{см}$ равно сумме парциальных давлений ее компонентов p_i

$$p_{см} = \sum_{i=1}^n p_i . \quad (2.14)$$

При этом под парциальным давлением газа понимают часть общего давления смеси, которая создается данным компонентом. То есть парциальным давлением газа, входящего в смесь, называется то давление, которое установилось бы в данном объеме, если из него удалить все другие компоненты смеси, при температуре смеси.

Парциальное давление i -го газа может быть найдено по формуле

$$p_i = r_i \cdot p_{см} . \quad (2.15)$$

К основным характеристикам или параметрам газовых смесей, которые используются в расчетах, относятся кажущаяся молярная масса, плотность, газовая постоянная и теплоемкость. Эти параметры смеси могут быть найдены по следующим формулам.

Кажущаяся молярная масса смеси

$$\mu_{см} = \sum_{i=1}^n r_i \cdot \mu_i . \quad (2.16)$$

Плотность смеси

$$\rho_{см} = \sum_{i=1}^n r_i \cdot \rho_i . \quad (2.17)$$

Газовая постоянная смеси

$$R_{см} = \sum_{i=1}^n g_i \cdot R_i, \quad \text{или.} \quad (2.18)$$

$$R_{см} = \frac{\bar{R}}{\mu_{см}} = 8314 / \mu_{см}, \quad \text{Дж/кг} \cdot \text{К} \quad (2.19)$$

Удельная массовая теплоемкость смеси

$$c_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n g_i \cdot c_i, \quad (2.20)$$

Удельная объемная теплоемкость смеси

$$c'_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n r_i \cdot c'_i \quad (2.21)$$

В этих формулах

r_i и g_i – соответственно объемная и массовая доля i -го компонента смеси;

μ_i , R_i , c_i , c'_i – соответственно молярная масса, газовая постоянная, удельные массовая и объемная теплоемкости i -го газа, входящего в смесь.

3. Термодинамические процессы

3.1. Общие сведения о термодинамических процессах

Термодинамическим процессом называется любое изменение во времени параметров состояния термодинамической системы.

Различают равновесные и неравновесные, обратимые и необратимые процессы.

Под **равновесным** понимают процесс, в ходе которого система проходит последовательность равновесных состояний. (*Равновесным считается состояние системы, когда во всех ее точках параметры состояния имеют одинаковые значения.*)

В противном случае мы имеем **неравновесный** процесс.

Обратимыми являются процессы, протекающие без рассеяния энергии. Для таких процессов, если изменить ход процесса на обратный, система пройдет те же состояния, как и при прямом течении процесса, и может возвратиться в исходное состояние без каких-либо потерь энергии.

При необратимых процессах происходит рассеивание энергии и для возвращения системы в исходное состояние при таких процессах необходимы дополнительные затраты энергии.

Обратимыми могут быть только равновесные процессы. Обратимые тер-

модинамические процессы могут быть представлены графически в координатах $p-v$ и $T-s$.

Изображение процесса в координатах $p-v$ называют **рабочей диаграммой**, потому что площадь под графиком процесса в соответствующем масштабе равна работе, совершаемой в процессе.

Изображение процесса в координатах $T-s$ называют **тепловой диаграммой**, потому что площадь под графиком процесса в соответствующем масштабе равна теплоте в процессе.

Среди бесконечного множества термодинамических процессов выделяют четыре характерных (их называют также основными) процесса:

изохорный – процесс, протекающий при постоянном объеме;

изобарный – процесс, протекающий при постоянном давлении;

изотермический – процесс, протекающий при постоянной температуре;

адиабатный – процесс, протекающий без теплообмена с окружающей средой.

При реализации термодинамических процессов проявляется действие основных законов термодинамики.

3.2. **Первый закон термодинамики для закрытых систем**

Определение теплоты и работы в общем случае

Первый закон термодинамики по существу является законом сохранения энергии применительно к термомеханическим системам и для закрытых систем может быть сформулирован следующим образом:

Теплота, сообщенная системе, идет на приращение ее внутренней энергии и совершение работы.

Математическое выражение первого закона в дифференциальной форме имеет вид

$$dq = du + dl \quad (3.1)$$

и в конечной форме –

$$q = \Delta u + l. \quad (3.2)$$

В этих выражениях:

q – удельная теплота, Дж/кг;

u – удельная внутренняя энергия, Дж/кг;

l – удельная работа расширения, Дж/кг.

Приведенные выражения записаны для одного кг рабочего тела и в большинстве случаев далее формулы будут приводиться в расчете на один кг рабочего тела, то есть для удельных параметров.

При этом в выражении (3.1) количество теплоты при бесконечно малом изменении состояния системы dq называют элементарной удельной теплотой, а величину dl – элементарной удельной работой. В выражении (3.2) Δu представляет собой изменение удельной внутренней энергии.

Если учесть связь между внутренней энергией и энтальпией можно математическое выражение первого закона термодинамики через энтальпию.

Действительно, если $i = u + p \cdot v$, то $di = du + pdv + vdp$, или

$$du = di - pdv - vdp. \quad (3.3)$$

Учитывая, что элементарная удельная работа расширения

$$dl = pdv, \quad (3.4)$$

и подставив выражения (3.3) и (3.4) в (3.1), получаем выражение первого закона термодинамики через энтальпию в дифференциальной форме

$$dq = di - v dp, \quad (3.5)$$

или в конечной форме

$$q = \Delta i - \int_{p_1}^{p_2} v dp. \quad (3.6)$$

Одними из важнейших задач при анализе и расчете термодинамических

процессов являются задачи определения теплоты и работы в этих процессах. Для теплоты и работы в термодинамике принято следующее правило знаков.

Теплота считается положительной, если она подводится к системе и отрицательной – если отводится от системы.

Работа считается положительной в процессах расширения и отрицательной – в процессах сжатия.

То есть работа положительна, когда она совершается системой с расходом механической энергии на преодоление сопротивления внешней среды при расширении рабочего тела. Отрицательной считается работа, когда она затрачивается внешней средой на сжатие рабочего тела системы.

Количество теплоты в процессах в большинстве случаев определяют через теплоемкость. При этом формула для расчета теплоты вытекает из определения самого понятия теплоемкости (2.7). В расчете на один кг рабочего тела, то есть для удельной теплоты, получаем

$$q = \int_{T_1}^{T_2} c \cdot dT \quad (3.7)$$

где c – удельная массовая теплоемкость для ***соответствующего процесса***;

T_1 и T_2 – соответственно начальная и конечная температура в процессе.

При постоянном значении теплоёмкости выражение (3.7) приобретает вид:

$$q = c(T_2 - T_1) = c \cdot \Delta T. \quad (3.8)$$

Теплоемкость не зависит от температуры для идеальных газов. Кроме того, учитывая слабую зависимость теплоемкости от температуры, этой формулой пользуются и при, не требующих особой точности, расчетах систем с реальными газами. В случаях, когда требуется повышенная точность расчетов, необходимо учитывать зависимость теплоемкости от температуры и использовать формулу (3.7). На практике в таких случаях обычно пользуются формулой (3.8), подставляя в нее значение средней теплоемкости для данного интервала температур.

Следует отметить, что значения температуры в вышеприведенную формулу можно подставлять в градусах Цельсия.

Количество теплоты можно определить также, используя выражение дифференциала энтропии $ds = dq/T$, откуда элементарное количество удельной теплоты

$$dq = T \cdot ds , \quad (3.9)$$

а удельная теплота

$$q = \int_1^2 T \cdot ds . \quad (3.10)$$

Элементарная удельная работа расширения находится по формуле

$$dl = p \cdot dv . \quad (3.11)$$

Таким образом, для любого процесса удельная работа может быть рассчитана по общей формуле

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p \cdot dv , \quad (3.12)$$

где v_1 и v_2 – соответственно начальный и конечный удельный объем в процессе.

При необходимости определить теплоту и работу для системы с произвольным количеством рабочего тела необходимо выражения (3.8) и (3.12) умножить на массу m . В результате получим:

для количества теплоты

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta T; \quad (3.13)$$

для работы

$$L = m \int_{v_1}^{v_2} p \cdot dv = \int_{V_1}^{V_2} p \cdot dV, \quad (3.14)$$

где V_1 и V_2 – соответственно начальный и конечный объем в процессе.

3.3. Изменение функций состояния в процессах

При анализе термодинамических процессов нас интересует не абсолютные значения функций состояния, а их изменение в процессе. Изменение же функ-

ций состояния не зависит от того, каким образом система перешла из одного состояния в другое, а определяется только начальными и конечными значениями параметров состояния. Поэтому изменение функций состояния для любых процессов определяется по одинаковым формулам.

Формулу для расчета изменения внутренней энергии получим с использованием выражения первого закона термодинамики (3.2). Если учесть, что в изохорном процессе работа равна нулю (это следует из выражения для работы $l = \int_{v_1}^{v_2} p \cdot dv$), то получается, что изменение внутренней энергии равно количеству теплоты в изохорном процессе. То есть **для любого процесса изменение удельной внутренней энергии может быть рассчитано по формуле:**

$$\Delta u = c_v(T_2 - T_1) = c_v \cdot \Delta T, \quad (3.15)$$

где c_v – удельная массовая изохорная теплоемкость;

T_1 и T_2 – соответственно начальная и конечная температура в процессе.

Формулу для расчета изменения энтальпии получим с использованием выражения первого закона термодинамики через энтальпию (3.6). Для изобарного процесса второе слагаемое в этом выражении – $\int_{p_1}^{p_2} v dp$ равно нулю, и значит изменение энтальпии равно количеству теплоты в изобарном процессе. Таким образом, **для любого процесса изменение удельной энтальпии может быть рассчитано по формуле:**

$$\Delta i = c_p(T_2 - T_1) = c_p \cdot \Delta T, \quad (3.16)$$

где c_p – удельная массовая изобарная теплоемкость.

Формулу для изменения энтропии можно получить из выражения (1.6) дифференциала этой функции, то есть – $ds = dq/T$.

Элементарное количество теплоты для любого процесса можно определить как $dq = c \cdot dT$, где c – удельная массовая теплоемкость для соответствующего

процесса. С учетом этого выражение дифференциала удельной энтропии приобретает вид:

$$ds = c \cdot dT/T. \quad (3.17)$$

Для конечного изменения энтропии в процессе получаем выражение

$$\Delta s = \int_{T_1}^{T_2} c \frac{dT}{T}. \quad (3.18)$$

Если принять значение теплоёмкости постоянным, в том числе равным средней теплоемкости для заданного интервала температур, то после интегрирования правой части выражения получаем формулу для расчета изменения удельной энтропии в любом процессе:

$$\Delta s = c \cdot \ln \frac{T_2}{T_1}, \quad (3.19)$$

где c – удельная массовая теплоемкость для *соответствующего процесса*.

4. Анализ термодинамических процессов в идеальных газах

4.1. Задачи анализа термодинамических процессов

При анализе термодинамических процессов нас интересуют следующие вопросы:

- уравнение процесса, которое выражает связь между термодинамическими параметрами состояния на любой момент времени в ходе процесса;
- соотношения между параметрами состояния в начале и в конце процесса;
- теплота и работа, совершаемая в процессе;
- изменение функций состояния в процессе;
- графическое представление процессов в координатах p - v и T - s .

4.2. Анализ основных термодинамических процессов

К основным термодинамическим процессам относят изохорный, изобарный, изотермический и адиабатный процессы. Основные задачи анализа процессов решаются с использованием уравнения состояния, первого закона термодинамики, общего выражения для теплоты и работы, а также изменения функций состояния в процессах. При этом уравнение изохорного, изобарного и изотермического процессов выводятся из уравнения состояния (уравнения Клапейрона) путем переноса переменных в одну сторону, а постоянных – в другую.

Изменение внутренней энергии и энтальпии для всех процессов рассчитывается для всех процессов по одним и тем же формулам (3.15) и (3.16), то есть

$$\Delta u = c_v(T_2 - T_1) = c_v \cdot \Delta T,$$

$$\Delta i = c_p(T_2 - T_1) = c_p \cdot \Delta T.$$

4.2.1. Изохорный процесс

Учитывая, что для изохорного процесса $v = const$, после переноса в уравнении состояния $pv = RT$ переменных в левую сторону, а постоянных – в правую получаем уравнение изохорного процесса:

$$\frac{p}{T} = const. \quad (4.1)$$

Из уравнения процесса вытекает соотношение между значениями параметров в начале и в конце процесса. В дальнейшем будем обозначать параметры, соответствующие началу процесса индексом «1», а окончанию процесса индексом «2». Таким образом, на основании уравнения (4,1) имеем:

$$\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2} \quad \text{или} \quad \frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1}. \quad (4.2)$$

Кроме того по определению процесса – $v_2 = v_1$.

То есть *в изохорном процессе при постоянном объеме давление растет пропорционально росту термодинамической температуры.*

Исходя из общих формул для теплоты и работы (3.8) и (3.11) для изохорного процесса имеем:

удельная теплота в процессе

$$q = c_v(T_2 - T_1) = c_v \cdot \Delta T, \quad (4.3)$$

где c_v – удельная массовая изохорная теплоемкость;

удельная работа

$$l = 0. \quad (4.4)$$

Изменение удельной энтропии в изохорном процессе, исходя из общей формулы (3.19) рассчитываем по выражению

$$\Delta s = c_v \cdot \ln \frac{T_2}{T_1}. \quad (4.5)$$

Графическое представление изохорного процесса дано на рисунке 4.1. Поскольку при изображении без масштаба некоторые процессы в определенной системе координат выглядят практически одинаково, для таких случаев приводится сравнительное изображение другого процесса.

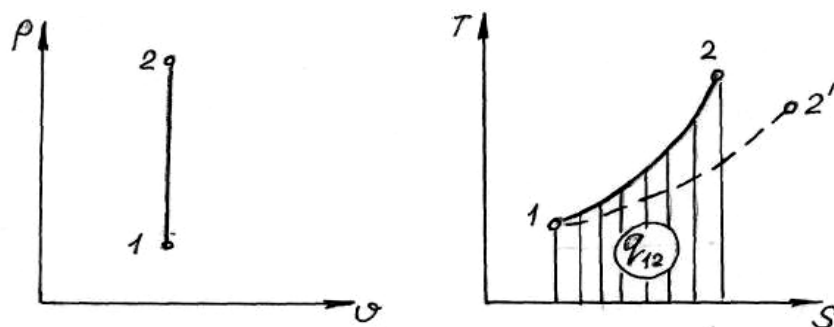


Рис.4.1. Изохорный процесс в координатах $p - v$ и $T - s$

(На рисунке в координатах $T - s$ штриховой линией для сравнения изображен изобарный процесс)

4.2.2. Изобарный процесс

В изобарном процессе давление является величиной постоянной, поэтому перенося постоянные в правую, а переменные в левую часть уравнения состояния, получим уравнение изобарного процесса, которое имеет вид:

$$\frac{v}{T} = const . \quad (4.6)$$

Из этого уравнения получаем соотношения между параметрами состояния в начале и в конце изобарного процесса

$$\frac{v_1}{T_1} = \frac{v_2}{T_2} \quad \text{или} \quad \frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1} . \quad (4.7)$$

Кроме того по определению процесса – $p_2 = p_1$.

Удельная теплота в процессе

$$q = c_p(T_2 - T_1) = c_p \cdot \Delta T , \quad (4.8)$$

где c_p – удельная массовая изохорная теплоемкость.

Удельная работа определяется из общей формулы для работы –

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p \cdot dv .$$

Учитывая, что для изобарного процесса давление является величиной постоянной, в результате интегрирования получаем

$$l = p(v_2 - v_1) = p \cdot \Delta v . \quad (4.9)$$

Изменение удельной энтропии в изобарном процессе рассчитывается по формуле

$$\Delta s = c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} . \quad (4.10)$$

Графическое представление изобарного процесса дано на рисунке 4.2.

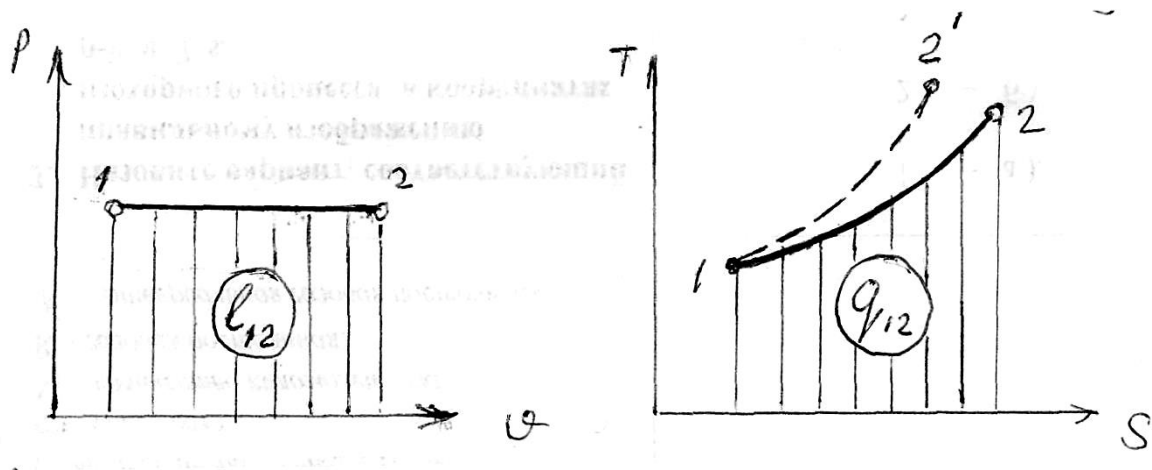


Рис. 4.2. Изобарный процесс в координатах $p - v$ и $T - s$

(На рисунке в координатах $T - s$ штриховой линией для сравнения изображен изохорный процесс)

4.2.3. Изотермический процесс

В изотермическом процессе постоянной является температура. С учетом этого из уравнения состояния получаем уравнение процесса:

$$pv = const. \quad (4.11)$$

Отсюда соотношение между параметрами в начале и в конце процесса:

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 \quad \text{или} \quad \frac{p_2}{p_1} = \frac{v_1}{v_2}. \quad (4.12)$$

Поскольку теплоемкость в изотермическом процессе равна $\pm \infty$, то использование формулы для определения теплоты $q = c \cdot \Delta T = \pm \infty \cdot 0$ дает неопределенность. Если же учесть, что в изотермическом процессе изменение внутренней энергии $\Delta u = c_v \cdot \Delta T$ равно нулю, то из выражения первого закона термодинамики (3.2) для **изотермического процесса** $q = l$.

В свою очередь, работа в этом процессе

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p \cdot dv = \int_{v_1}^{v_2} RT \cdot dv/v = RT \int_{v_1}^{v_2} dv/v .$$

После интегрирования получаем

$$q = l = RT \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} = p_1 v_1 \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} = p_1 v_1 \cdot \ln \frac{p_1}{p_2} . \quad (4.13)$$

Для изменения энтальпии в изотермическом процессе имеем

$$\Delta s = \int_1^2 dq/T = \frac{1}{T} \cdot q .$$

Откуда с учетом (4.13) получаем

$$\Delta s = R \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} = R \cdot \ln \frac{p_1}{p_2} . \quad (4.14)$$

Графики изотермического процесса представлены на рисунке 4.3.

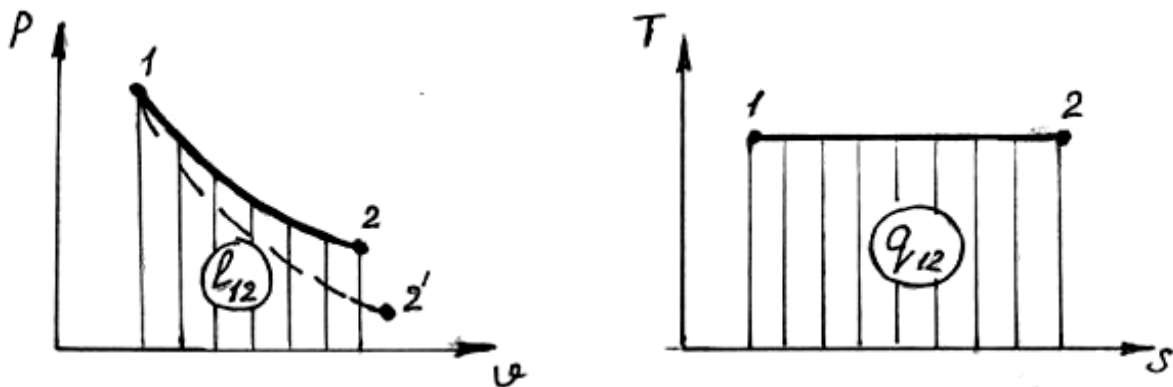


Рис. 4.3. Изотермический процесс в координатах $p - v$ и $T - s$
(На рисунке в координатах $p - v$ штриховой линией для сравнения изображен адиабатный процесс)

4.2.4. Адиабатный процесс

Адиабатный процесс – процесс, протекающий без теплообмена, то есть протекающий в абсолютно теплоизолированных системах. Для адиабатного

процесса количество теплоты в процессе $q = 0$. При этом для обратимого адиабатного процесса и $\Delta s = 0$, поэтому **адиабатный процесс называют также изоэнтропийным**.

К адиабатным можно также отнести процессы, протекающие достаточно быстро, когда теплообменом за время процесса можно пренебречь.

Уравнение адиабатного процесса можно получить, используя выражения первого закона термодинамики через внутреннюю энергию (3.1) и энтальпию (3.5):

$$dq = du + dl \quad \text{и} \quad dq = di - v dp.$$

Принимая во внимание, что $du = c_v dT$ а $di = c_p dT$, эти выражения для адиабатного процесса приобретают вид:

$$c_v dT + dl = 0 \quad \text{и} \quad c_p dT - v dp = 0,$$

где c_v и c_p – соответственно удельная массовая изохорная и изобарная теплоемкость.

Разделив второе уравнение на первое, получим:

$$\frac{c_p dT}{c_v dT} = -\frac{v dp}{p dv}, \quad \text{или} \quad k \frac{dv}{v} = -\frac{dp}{p}.$$

Здесь величина k , равная отношению изобарной теплоемкости к изохорной, называется показателем адиабаты.

При постоянном k в результате интегрирования последнего уравнения имеем: $k \cdot \ln(v_2/v_1) = \ln(p_1/p_2)$. Потенцируя это выражение, получим: $(v_2/v_1)^k = (p_1/p_2)$, или $p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$.

То есть уравнение адиабатного процесса можно представить в виде:

$$p v^k = const. \quad (4.15)$$

Соотношение между давлением и удельным объемом в начале и в конце процесса вытекает непосредственно из уравнения процесса и имеет вид:

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k \quad \text{или} \quad \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k. \quad (4.16)$$

Для получения соотношений между температурой и удельным объемом и между температурой и давлением выразим давление через температуру и удельный объем из уравнения состояния, то есть $p = RT/v$. После подстановки в (4.16) получаем:

$$\frac{RT_2 \cdot v_1}{v_2 \cdot RT_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k.$$

После соответствующих преобразований соотношение приобретает вид:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}. \quad (4.17)$$

Если отношение объемов выразить через отношение давлений из (4.16), то получим соотношение между температурой и давлением в начале и в конце процесса:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (4.18)$$

Выражение для работы в адиабатном процессе найдем с использованием первого закона термодинамики, на основании которого для адиабатного процесса имеем: $l = -\Delta u$, или $l = -c_v(T_2 - T_1) = c_v(T_1 - T_2)$. Поскольку для идеального газа $c_v = R/(k - 1)$, выражение для удельной работы в адиабатном процессе можно записать в виде:

$$l = \frac{R}{k-1} (T_1 - T_2) = \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2). \quad (4.19)$$

Если в этом выражении вынести из скобки T_1 и учесть соотношение (4.18) получим следующее выражение для работы в адиабатном процессе:

$$l = \frac{p_1 v_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (4.20)$$

Графическое представление адиабатного процесса дано на рисунке 4.4.

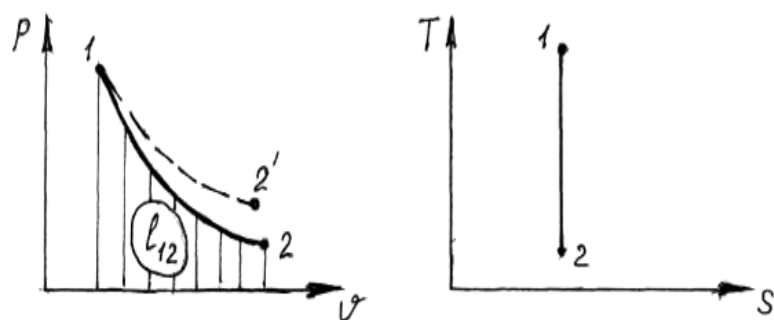


Рис. 4.4. Адиабатный процесс в координатах $p - v$ и $T - s$
 (На рисунке в координатах $p - v$ штриховой линией для сравнения изображен изотермический процесс)

4.3. Политропные процессы

Выше рассмотрены четыре термодинамических процесса, которые называют основными. В действительности существует бесконечное множество процессов, характер протекания которых зависит от условий их осуществления. При этом все многообразие термодинамических процессов объединяется таким понятием как политропный процесс.

Политропным называется обобщающий термодинамический процесс, удовлетворяющий уравнению $pv^n = const$, для которого доля теплоты, идущая на изменение внутренней энергии, является величиной постоянной.

В приведенном уравнении процесса n – показатель политропы, имеющий постоянное значение для данного процесса. Значение показателя политропы в зависимости от характера процесса может находиться в пределах от $-\infty$ до $+\infty$.

Рассмотренные выше процессы являются частными случаями политропного процесса, каждому из которых соответствует свое значение показателя политропы. То есть мы имеем:

- при $n = \pm \infty$ – изохорный процесс;
- при $n = 0$ – изобарный процесс;
- при $n = 1$ – изотермический процесс;
- при $n = k$ – адиабатный процесс.

Доля теплоты в процессе, идущая на изменение внутренней энергии системы называется *характеристикой политропного процесса*

$$\varphi = \frac{\Delta u}{q} . \quad (4.21)$$

Для каждого политропного процесса теплоемкость имеет постоянное значение, которое можно найти с использованием характеристики данного политропного процесса. Действительно, если учесть, что для любого процесса $\Delta u = c_v \cdot \Delta T$, а $q = c \cdot \Delta T$ (где c_v и c – соответственно удельная массовая изохорная и удельная массовая теплоемкость данного политропного процесса), то из (4.21) следует:

$$c = \frac{c_v}{\varphi} . \quad (4.22)$$

Показатель политропы и теплоемкость процесса связаны соотношением

$$n = \frac{c_p - c}{c_v - c} . \quad (4.23)$$

Учитывая соотношение между изобарной и изохорной теплоемкостями, а также соотношение (4.22), выражение (4,23) можно привести к виду

$$n = \frac{k\varphi - 1}{\varphi - 1} , \quad (4.24)$$

которое выражает связь между показателем политропы и характеристикой политропного процесса.

Из (4.24) можно выразить характеристику политропного процесса через показатель политропы:

$$\varphi = \frac{n - 1}{n - k} . \quad (4.25)$$

Если подставить это выражение в (4.22), то получим для теплоемкости процесса формулу вида

$$c = \frac{n - k}{n - 1} c_v. \quad (4.26)$$

Конкретный политропный процесс определяется его уравнением, то есть по существу значением показателя политропы. Этот показатель может быть задан, или его значение может быть найдено с использованием вышеприведенных соотношений по известной теплоемкости процесса или его характеристике.

Соотношения между параметрами в начале и в конце процесса получаем по аналогии с адиабатным процессом на основании уравнения процесса и уравнения состояния. Эти соотношения имеют вид:

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k \quad \text{или} \quad \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k; \quad (4.27)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}; \quad (4.28)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (4.29)$$

Количество теплоты в процессе определяется по общей формуле через теплоемкость

$$q = c(T_2 - T_1) = \frac{n - k}{n - 1} c_v \cdot \Delta T. \quad (4.30)$$

Формулу для определения удельной работы в политропном процессе можно получить из общего выражения для работы в любом процессе (3.12), если представить давление как функцию удельного объема. Учитывая, что вид этой функции аналогичен функции в адиабатном процессе с заменой показателя адиабаты k на показатель политропы n , то по аналогии можем записать:

$$l = \frac{1}{n - 1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) = \frac{p_1 v_1}{n - 1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (4.31)$$

Изменение удельной энтропии в процессе рассчитывается

$$\Delta s = c \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} = \frac{n - k}{n - 1} c_v \cdot \ln \frac{T_2}{T_1}. \quad (4.32)$$

График процесса в координатах $p - v$ и $T - s$ определяется уравнением процесса, то есть зависит от значения показателя политропы или от теплоемкости процесса. В зависимости от этого графики могут располагаться в одной из трех зон (смотри рис. 4.5), границами которых являются четыре основных процесса.

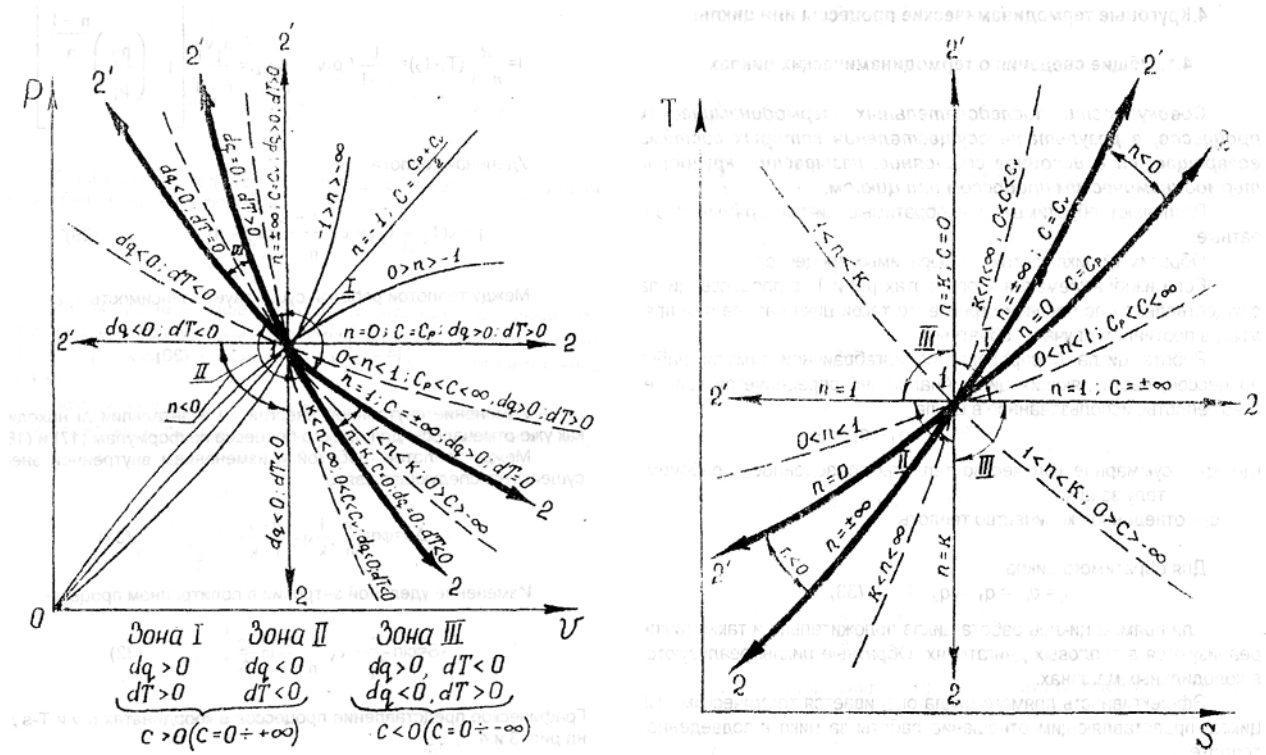


Рис. 4.5. Политропные процессы в координатах $p - v$ и $T - s$

5. Круговые термодинамические процессы или циклы

5.1. Общие сведения о круговых процессах или циклах

Круговым процессом или **цикл** *ом* называется совокупность последовательных термодинамических процессов, в результате осуществления которых система возвращается в исходное состояние.

Различают **обратимые** и **необратимые** циклы, **прямые** и **обратные** циклы.

Обратимый цикл состоит из обратимых процессов.

Если хотя бы один из процессов, входящих в цикл, является необратимым, то и цикл будет *необратимым*.

Если изображаемые в координатах $p - v$ и $T - s$ процессы цикла осуществляются по часовой стрелке, то такой цикл называется *прямым*, в противном случае – *обратным*.

Разница между обратимыми и необратимыми циклами очевидна и состоит в том, что в отличие от обратимого цикла в необратимых циклах происходит рассеивание энергии. То есть при возврате системы в исходное состояние после завершения необратимого цикла имеет место потери энергии (теплоты или работы).

Различие между прямыми и обратными циклами еще более принципиально и состоит в различных возможностях одного и другого цикла по взаимному преобразованию теплоты и механической работы.

Любой цикл состоит из нескольких процессов, часть из которых является процессами расширения (в ходе этих процессов совершается положительная работа), а часть – процессами сжатия с отрицательной работой. В то же время ряд процессов, входящих в цикл, составляют процессы с подводом теплоты (теплота в таких процессах считается положительной), а ряд процессов с отводом теплоты (теплота отрицательная).

Работа за цикл $l_{ц}$ определяется алгебраической суммой работ всех процессов, составляющих цикл. Аналогично, теплота, использованная в цикле, $q_{ц}$ равна алгебраической сумме теплоты всех процессов цикла.

Для обратимых циклов

$$l_{ц} = q_{ц} = q_1 - q_2, \quad (5.1)$$

где q_1 – суммарное количество теплоты, подведенное к рабочему телу за цикл;

q_2 – отведенное за цикл количество теплоты.

Для прямых циклов работа цикла положительна, и такие циклы реализуются в тепловых двигателях – установках для получения механической работы за счет подводимой к рабочему телу теплоты.

Обратные циклы реализуются в холодильных установках, в которых за счет затраченной работы теплота отводится от холодного источника (охлаждаемого объема) и отдается более нагретому.

Эффективность прямого цикла оценивается термическим КПД цикла, представляющим собой отношение работы цикла к количеству теплоты, подведенной за цикл.

$$\eta_t = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1}. \quad (5.2)$$

Для обратимого цикла с учетом (5.1) получаем

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}. \quad (5.3)$$

Для обратного цикла в качестве показателя эффективности используют холодильный коэффициент, представляющий собой отношение теплоты, отводимой от охлаждаемого объема, к работе, затрачиваемой в цикле.

$$\varepsilon_x = \frac{q_2}{l_{\text{ц}}}. \quad (5.4)$$

Для обратимого цикла, соответственно

$$\varepsilon_x = \frac{q_2}{q_1 - q_2}. \quad (5.5)$$

где q_1 – количество теплоты, отдаваемое более нагретому телу.

5.2. Прямой обратимый цикл Карно

В 1824 году французский физик Сади Карно опубликовал работу, в которой рассмотрел возможность получения механической работы сколь угодно долго, реализуя круговой термодинамический процесс, состоящий из двух изотерм и двух адиабат.

Теплота в цикле подводится от горячего источника при постоянной температуре T_1 , а отдается холодному источнику при постоянной температуре T_2 .

Графическое представление цикла дано на рисунке 5.1.

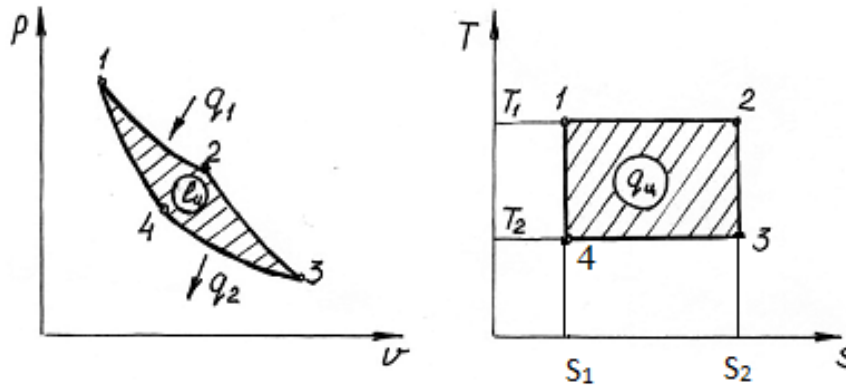


Рис. 5.1. Цикл Карно в $p - v$ и $T - s$ координатах

1-2 – изотермическое расширение (подвод теплоты);

2-3 – адиабатное расширение; 3-4 – изотермическое сжатие (отвод теплоты);

4-1 – адиабатное сжатие

Эффективность цикла оценивается термическим КПД цикла, который находится по общей формуле (5.3), то есть

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

Количество теплоты в изотермическом процессе находится как произведение термодинамической температуры на изменение энтропии. Таким образом, можем записать:

$$q_1 = T_1(s_2 - s_1) \text{ и } q_2 = T_2(s_3 - s_4) = T_2(s_2 - s_1).$$

Подставляя эти выражения в общую формулу для КПД цикла, получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1}, \quad (5.6)$$

где T_1 и T_2 – соответственно, температура горячего и холодного источника, К.

Таким образом, КПД цикла Карно не зависит от количества подводимой теплоты в цикле, а зависит только от соотношения температур горячего и холодного источников. При этом КПД растет при увеличении температуры горячего источника и падает при уменьшении температуры холодного источника.

Цикл Карно замечателен тем, что имеет наивысший термический КПД из всех циклов тепловых двигателей, реализуемых в заданном интервале температур. Анализ выражения (5.6) показывает, что КПД цикла не может достигнуть единицы, поскольку для этого необходимо, чтобы температура горячего источника была бесконечно большой, либо температура холодного источника равнялась абсолютному нулю, что в принципе невозможно.

В свою очередь, равенство КПД единице свидетельствовало бы о возможности преобразования всей подводимой теплоты в цикле в механическую работу. О невозможности этого утверждается и во втором законе термодинамики.

5.3. *Второй закон термодинамики*

Если первый закон термодинамики определяет количественные соотношения при переходе одних форм энергии в другие при осуществлении термодинамических процессов, то второй закон термодинамики определяет возможное направление течения процессов или определяет условия, при которых возможно их осуществление.

Существует несколько формулировок второго закона термодинамики.

Впервые второй закон термодинамики был сформулирован в 1850 г. в виде постулата Р. Клаузиуса, который может быть выражен так: *теплота не может сама собой переходить от более холодного тела к более нагретому*. Такая формулировка вовсе не исключает возможности перехода теплоты от тела с меньшей температурой к телу с большей температурой, но только не в каком-то самопроизвольном естественном процессе, а при создании определенных искусственных условий, заключающихся в сопровождении другими компенсирующими процессами, в частности, преобразованием механической работы в теплоту.

Формулировку Томпсона (Кельвина) применительно к круговым термодинамическим процессам можно изложить так: *невозможно построить периодически действующую машину, единственным результатом действия которой было бы получение работы за счет отнятия теплоты от некоторого источника.*

В. Оствальд предложил такую формулировку второго закона термодинамики: *осуществление вечного двигателя (перпетуум мобиле) второго рода невозможно.*

Под вечным двигателем *первого рода* понимают машину, которая производила бы работу, не получая энергии извне или производила бы ее больше получаемой энергии. Под вечным двигателем *второго рода* понимают тепловую машину, которая всю полученную теплоту превращала бы в механическую работу.

Одна из наиболее общих формулировок принадлежит Больцману –

Любая система стремится к переходу от менее вероятных состояний к более вероятным.

В конечном итоге суть второго закона термодинамики можно свести к утверждению, что все реальные самопроизвольные процессы являются необратимыми, а энтропия изолированных систем, в которых осуществляются такие процессы, возрастает.

Математическая формулировка второго закона термодинамики может быть представлена выражениями

$$dS \geq dQ/T$$

или для изолированной системы

$$dS \geq 0$$

В этих выражениях знак " $=$ " относится к обратимым процессам, а знак " $>$ " – к необратимым.

5.4. Идеальные циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС)

Поршневые двигатели внутреннего сгорания являются одними из самых распространенных тепловых двигателей, используемых в качестве источника механической энергии на транспортных средствах, мобильной погрузочно-разгрузочной технике

Под идеальным циклом теплового двигателя понимают цикл, осуществляющийся при целом ряде упрощающих допущений. Основные допущения заключаются в следующем:

- цикл является обратимым, то есть состоящим из обратимых процессов;
- цикл является замкнутым, то есть осуществляющимся с одной и той же порцией рабочего тела;
- в качестве рабочего тела принимается идеальный газ с постоянной теплоемкостью;
- подвод теплоты осуществляется от внешнего источника;
- процессы выпуска рабочего тела заменяются обратимыми процессами отвода теплоты.

В термодинамике рассматриваются следующие циклы поршневых ДВС:

- цикл с изохорным подводом теплоты (цикл Отто);
- цикл с изобарным подводом теплоты (цикл Дизеля);
- цикл с изохорно-изобарным подводом теплоты (цикл Тринклера).

Термодинамический анализ идеальных циклов направлен на определение условий и параметров циклов, при которых теплота с наибольшей эффективностью преобразуется в механическую работу. Результаты такого анализа служат теоретической базой для конструирования и совершенствования работы реальных двигателей внутреннего сгорания. Процессы, из которых состоит идеальный цикл ДВС, и анализ цикла рассмотрим на примере цикла с изохорным подводом теплоты цикле. Этот цикл реализуется в современных двигателях с принудительным воспламенением и представлен на рисунке 5.2.

Параметрами, характеризующими цикл, являются:

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} - \text{степень сжатия};$$

$$\lambda_p = \frac{p_3}{p_2} - \text{степень повышения давления};$$

η_t – термический КПД цикла, характеризующий эффективность преобразования теплоты в работу;

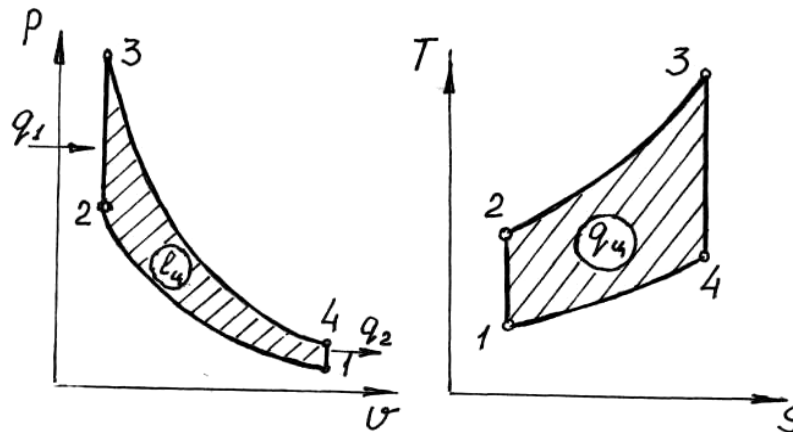


Рис. 5.2. Цикл с изохорным подводом теплоты в координатах $p - v$ и $T - s$
 1-2 – адиабатное сжатие; 2-3 – изохорный подвод теплоты; 3-4 – адиабатное расширение; 4-1 – изохорный отвод теплоты.

$$p_t = \frac{l_{ц}}{V_h} = \frac{q_1 - q_2}{V_h} - \text{среднее давление цикла, являющееся}$$

энергетическим показателем цикла.

Здесь величина V_h – рабочий объем цилиндра. В поршневом двигателе объем V_1 называют полным объемом цилиндра, при этом поршень находится в так называемой нижней мертвой точке (НМТ). Объем V_2 называют объемом камеры сжатия или камеры сгорания. Рабочий объем цилиндра представляет их разность $V_h = V_1 - V_2$.

Исходя из соотношения между параметрами в начале и в конце соответствующих процессов цикла, определяются значения параметров состояния рабочего тела в характерных точках цикла при известных значениях v_1, p_1, T_1 .

Параметры в конце процесса сжатия:

$$v_2 = v_1/\varepsilon; p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^k; T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1}.$$

Параметры в конце процесса подвода теплоты:

$$v_3 = v_2 ; p_3 = p_2 \cdot \lambda_p; T_3 = T_2 \cdot \lambda_p.$$

Параметры в конце адиабатного процесса расширения:

$$v_4 = v_1; \quad p_4 = p_3/\varepsilon^k; \quad T_3 = T_2/\varepsilon^{k-1}.$$

Эффективность цикла оценивается термическим КПД

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

Если учесть, что $q_1 = c_v(T_3 - T_2)$, а $q_2 = c_v(T_4 - T_1)$, то выражение для термического КПД приобретает вид

$$\eta_t = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{\left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{\left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)}. \quad (5.7)$$

Для оценки влияния параметров цикла на его термический КПД необходимо выразить в (5.7) все температуры через одну – T_1 , учитывая соотношения, приведенны выше. В результате после преобразований получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{(\lambda_p - 1)}{(\lambda_p - 1)} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.$$

Таким образом, термический КПД цикла Отто имеет выражение

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (5.8)$$

и не зависит от количества подводимой теплоты в цикле, которое отражается значением степени повышения давления λ_p , а зависит только от степени сжатия

ε и показателя адиабаты k . При этом КПД растет с увеличением степени сжатия и показателя адиабаты.

Аналогичным образом можно провести анализ и других циклов ДВС. Этот анализ показывает, что на термический КПД параметры циклов влияют различным образом. Учитывая это, при сравнении эффективности различных циклов между собой сравнение должно производиться при сопоставимых условиях.

Наибольшее влияние на термический КПД циклов оказывает степень сжатия, поэтому дизели, в которых обеспечивается более высокая степень сжатия, более экономичны. При одинаковых степенях сжатия наибольший КПД имеет цикл с изохорным подводом теплоты (цикл Отто), наименьший – цикл с изобарным подводом (цикл Дизеля). При одинаковых же максимальных давлениях термический КПД цикла Отто меньше, чем КПД цикла Дизеля. Цикл Тринклера занимает промежуточное положение. Причем КПД этого цикла увеличивается с уменьшением доли теплоты, подводимой в изобарном процессе.

6. Термодинамические свойства реальных газов

В предыдущих разделах рассматривались процессы в идеальных газах. В реальных газах при повышенных давлениях и при снижении температуры уменьшаются расстояния между молекулами, и все в большей степени проявляются силы взаимодействия между ними, вследствие чего поведение реального газа все больше отклоняется от поведения идеального. Если для идеальных газов коэффициент сжимаемости $\alpha = pv/RT$ равен единице, то для реальных газов он зависит от температуры и давления и может быть и больше единицы и меньше, приобретая значение равное единице только при малых давлениях. Мало того, в ряде случаев рабочее тело может переходить из одного агрегатного состояния в другое, и при этом существенно изменяются его физические свойства.

6.1. Фазовые переходы

Химически чистые вещества в зависимости от условий могут находиться в одном из трех агрегатных состояний (фаз) – газообразном, жидком и твердом.

Существует также четвертое состояние вещества – плазма, но в классической технической термодинамике область плазмы не рассматривается. Переход вещества из одной фазы (агрегатного состояния) в другую называется фазовым переходом. Фазовый переход обычно связан с подводом или отводом теплоты.

Для термодинамической системы, находящейся в равновесии, действует правило фаз Гиббса, которое устанавливает, связь между числом степеней свободы (независимых переменных), числом фаз и числом компонентов системы. Это правило можно записать в следующем виде:

$$\psi = n - r + 2 \quad (6.1)$$

где ψ – число степеней свободы;

n – число компонентов;

r – число фаз в системе.

Области существования вещества в том или ином агрегатном (фазовом) состоянии удобно представлять на диаграмме фазовых переходов. Качественно диаграмма фазовых переходов выглядит одинаково для любых веществ, отличаясь лишь конкретными значениями параметров, определяющих положение характерных точек и линий на диаграмме.

На диаграмме фазовых переходов в координатах $p - T$ изображены линии фазовых переходов. Диаграмма позволяет установить, в каком агрегатном состоянии в зависимости от температуры и давления находится вещество. Вид диаграммы фазовых переходов представлен на рисунке 6.1.

Границами области нахождения вещества в том или ином агрегатном состоянии служат линии (кривые) фазовых переходов. На рисунке стрелками указаны виды и приведены названия фазовых переходов. Следует обратить внимание, что *фазовый переход, осуществляемый при постоянном давлении, происходит при постоянной температуре.*



Рис. 6.1. Диаграмма фазовых переходов

О – тройная точка ; К – критическая точка; ОК – кривая кипения (конденсации); ОА – кривая плавления (затвердевания);
 ОВ – кривая сублимации (десублимации).

Количество теплоты, которое необходимо подвести (отвести) к одному килограмму вещества при постоянном давлении, чтобы перевести его из одного агрегатного состояния в другое называют теплотой фазового перехода. Теплота фазового перехода зависит от рода вещества, от вида фазового перехода и от величины давления. Фазовый переход – обратимый процесс. То есть если фазовый переход происходил при подводе теплоты, то для обратного перехода при неизменном давлении необходимо отвести такое же количество теплоты.

С переходом из жидкого в газообразное состояние связаны два термина – испарение и парообразование. Однако под этими терминами кроется различный смысл. Испарение происходит с поверхности жидкости при любой температуре, если парциальное давление пара меньше давления насыщения для данной температуры, а парообразование осуществляется по всему объему жидкости и происходит при ее кипении, то есть происходит при температуре кипения, которая зависит от давления.

Переход вещества из твердого состояния в газообразное, минуя жидкую фазу, называется *сублимацией*. Сублимация, как и обратный процесс – десублимация возможен при давлении ниже давления тройной точки «О».

Тройной точкой называется состояние вещества, при котором в термодинамическом равновесии находятся все три фазы.

Критическая точка «К» является конечной на линии парообразования (конденсации) и соответствует температуре, выше которой вещество может находиться только в газовой фазе.

В качестве примера можно привести параметры характерных точек диаграммы фазовых переходов для воды: для критической точки – $T = 647,3 \text{ К}$ ($374,15 \text{ °С}$) и $p = 22,129 \text{ МПа}$; для тройной точки – $T = 273,16 \text{ К}$ ($0,01 \text{ °С}$) и $p = 610,8 \text{ Па}$.

6.2. Уравнение состояния реальных газов

По мере приближения реального газа к состоянию жидкости (при повышенных давлениях и при снижении температуры) уменьшаются расстояния между молекулами, и все в большей степени проявляются силы взаимодействия между ними, вследствие чего поведение реального газа все больше отклоняется от поведения идеального. В таких случаях использование уравнения Клапейрона – Менделеева для описания поведения реального газа может привести к существенным погрешностям. Не существует уравнения состояния реального газа, которое обладало такой же общностью, как уравнение Клапейрона – Менделеева для идеальных газов. Среди предложенных уравнений наибольшую известность приобрело уравнение Ван-дер-Ваальса.

Уравнение Ван-дер-Ваальса качественно верно отражает поведение реальных газов, отличаясь при этом достаточной простотой. Для одного кг газа оно имеет вид

$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right) \cdot (v - b) = RT, \quad (6.2)$$

где a и b – величины, постоянные для данного газа, определяемые экспериментально.

В приведенном уравнении поправка $\frac{a}{v^2}$ учитывает влияние сил взаимодействия между молекулами, а b представляет собой поправку на объем молекул. Значения a и b можно найти и по формулам:

$$a = 3v_k^2 \cdot p_k ; \quad b = v_k/3$$

где v_k и p_k – параметры состояния критической точки.

Следует отметить, что существуют более сложные уравнения, которые полнее учитывают свойства реальных газов. При этом все они содержат эмпирические коэффициенты, значения которых имеют свои значения для каждого газа.

6.3. Водяной пар

Водяной пар является одним из наиболее распространенных рабочих тел, прежде всего в теплоэнергетике, а также широко используемым теплоносителем в тепловых процессах пищевой технологии и перерабатывающих отраслей АПК.

6.3.1. Основные сведения о водяном паре

Различают сухой насыщенный, перегретый и влажный пар.

Сухой насыщенный пар представляет собой пар, в котором отсутствует жидкая фаза, а его температура равна температуре кипения (насыщения) для данного давления. Нередко для краткости сухой насыщенный пар называют просто насыщенным.

Перегретый пар – это сухой пар, температура которого выше температуры кипения для данного давления.

Влажный пар представляет собой смесь сухого насыщенного пара и влаги (жидкой фазы).

Влажный пар характеризуется степенью сухости x , которая представляет собой массовую долю сухого насыщенного пара во влажном. То есть

$$x = \frac{m_{\text{п}}}{m_{\text{п}} + m_{\text{ж}}}$$

где $m_{\text{п}}$ – масса сухого насыщенного пара в смеси ;

$m_{\text{ж}}$ – масса влаги (жидкой фазы) в смеси.

Важной характеристикой пара является теплота парообразования.

Теплотой парообразования r называют количество теплоты, необходимое для превращения 1 кг жидкости, нагретой до температуры кипения, в сухой насыщенный пар при постоянном давлении.

При увеличении давления температура кипения растет, а теплота парообразования уменьшается.

Процесс перехода воды, в перегретый пар при постоянном давлении представлен на рисунке 6.2. Этот процесс в общем случае состоит из трех этапов: нагрева воды до температуры кипения при соответствующем давлении, парообразования и перегрева пара. При этом в представлении в координатах $p - v$ кривая ОК на диаграмме фазовых переходов (рис.6.1.) трансформируется в область, ограниченную пограничной кривой с вершиной в критической точке «К». Левая ветвь кривой со степенью сухости $x = 0$ соответствует кипящей жидкости, правая ветвь со степенью сухости $x = 1$ – сухому насыщенному пару.

Процесс парообразования 1-2 представляет собой переход кипящей жидкости в сухой насыщенный пар. Этот процесс происходит при постоянной температуре, равной температуре кипения (насыщения) для данного давления. В процессе парообразования при подводе теплоты степень сухости пара повышается, достигая в точке 3 значения $x = 1$. Площадь под линией 1-2 на диаграмме $T - s$ в соответствующем масштабе численно равна теплоте парообразования.

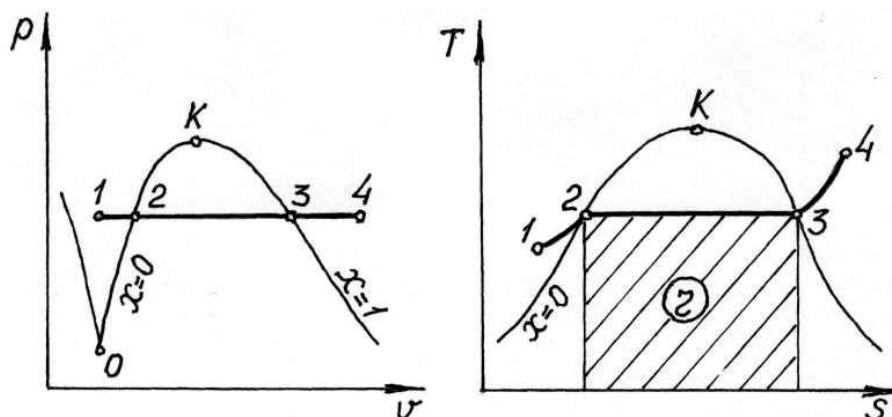


Рис. 6.2. Процесс парообразования в координатах $p - v$ и $T - s$:

1 – 2 – процесс нагрева воды до температуры кипения;

2 – 3 – процесс парообразования; 3 – 4 – процесс перегрева пара.

Существуют таблицы, в которых в зависимости от давления или от температуры приводятся основные параметры пара, в том числе значения функций состояния и теплота парообразования. За начало отсчета энтальпии и энтропии воды и пара принимается состояние тройной точки: $t = 0,01^\circ\text{C}$ и $p = 610,8 \text{ Па}$. При этом значение удельной внутренней энергии в этой точке также практически равняется нулю.

При расчетах, связанных с использованием водяного пара как рабочего тела, наиболее широко используется удельная энтальпия.

Удельную энтальпию конденсата при отсчете от условного нуля ($t = 0^\circ\text{C}$) можно найти по формуле

$$i = c_B \cdot t, \quad (6.3)$$

где c_B – удельная массовая теплоемкость воды;

t – температура конденсата (воды).

В частности, энтальпия кипящей воды

$$i' = c_B \cdot t_H, \quad (6.4.)$$

где t_n – температура кипения (насыщения).

Удельная энтальпия сухого насыщенного пара находится по формуле

$$i'' = i' + r, \quad (6.5.)$$

где i' – удельная энтальпия кипящей воды;

r – теплота парообразования.

Удельная энтальпия влажного пара находится по формуле

$$i_x = i' + x \cdot r, \quad (6.6.)$$

где x – степень сухости влажного пара.

Удельная энтальпия перегретого пара находится по формуле

$$i_{\text{п}} = i'' + c_{\text{рп}}(t - t_n), \quad (6.7)$$

где i'' – удельная энтальпия сухого насыщенного пара;

t – температура перегретого пара;

t_n – температура насыщения (кипения);

$c_{\text{рп}}$ – удельная массовая изобарная теплоемкость пара.

При этом следует учитывать, что теплоемкость перегретого пара зависит не только от температуры, но и в существенной степени от давления.

6.3.2. Диаграмма i - s водяного пара и паровые процессы

Диаграмма i - s водяного пара довольно широко используется в инженерных расчетах, когда рабочим телом является водяной пар. На диаграмме пограничными кривыми выделена область влажного пара, выше которой лежит область перегретого пара. На диаграмме представлено семейство изобар (линий постоянного давления), изохор (линий постоянного удельного объема), изотерм (линий посто-

янных температур) в области перегретого пара и линий постоянной степени сухости в области влажного пара. При определении температуры влажного пара по диаграмме необходимо помнить, что в области влажного пара каждая изобара одновременно является изотермой и, следовательно, значение температуры можно определить по точке пересечения соответствующей изобары с верхней пограничной кривой.

Ниже на рисунке представлена структура диаграммы $i-s$ пара и изображены основные паровые процессы .

По диаграмме можно определить все параметры пара по положению точки на диаграмме, соответствующей состоянию пара. Для определения положения точки необходимо задать два независимых параметра пара. Для определения удельной внутренней энергии пара по диаграмме $i-s$ пара необходимо для точки, соответствующей состоянию пара, найти значение удельной энтальпии, давление и удельный объем пара и рассчитать удельную внутреннюю энергию по формуле

$$u = i - pv.$$

Пользуясь диаграммой, несложно определить количество теплоты в процессах, представленных на рисунке 6.3.

Естественно, что для адиабатного процесса 1-5 количество теплоты равняется нулю. Для изохорного процесса 1-2 удельная теплота находится как разность удельной внутренней энергии в точках 2 и 1, то есть $q_{12} = u_2 - u_1$. В изобарном процессе 1-3 удельная теплота – $q_{13} = i_3 - i_1$, а в изотермическом – $q_{13} = T_1(s_3 - s_1)$.

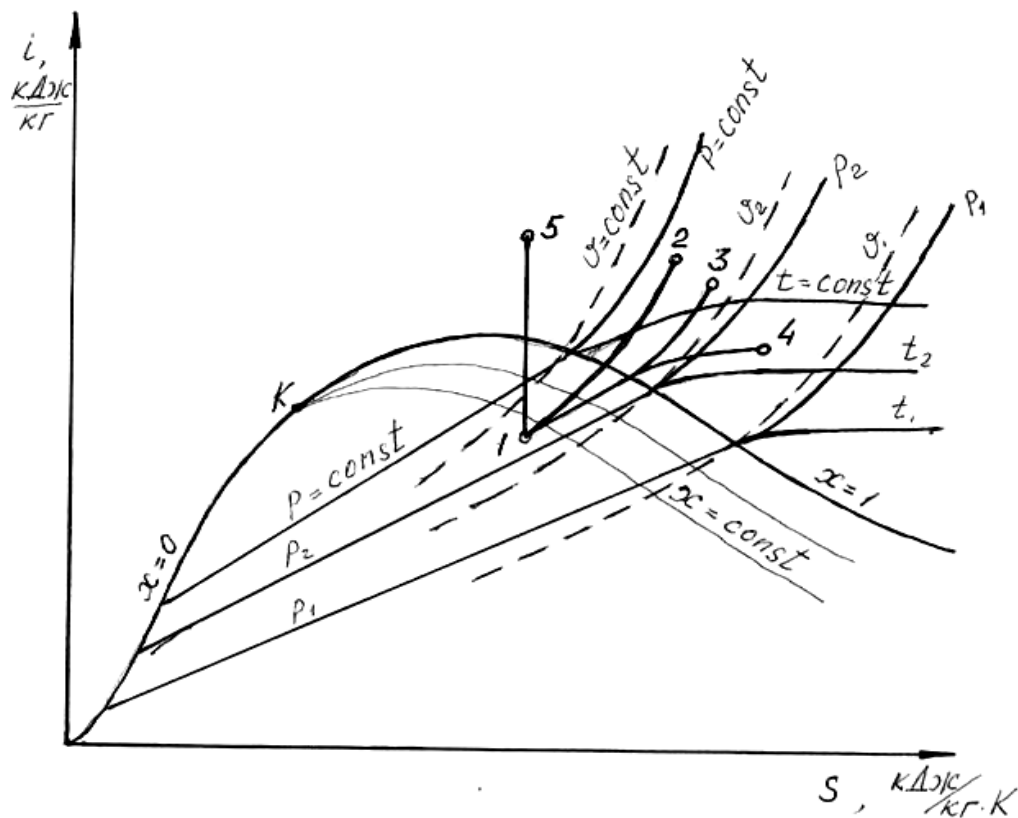


Рис. 6.3. Диаграмма i - s пара

- 1-2 – изохорный процесс; 1-3 – изобарный процесс;
- 1-4 – изотермический процесс; 1-5 – адиабатный процесс.

6.4. Влажный воздух

Воздух, который нас окружает, является газовой смесью, в которую среди прочих компонентов входит и водяной пар. Хотя его доля невелика, однако его наличие оказывает существенное влияние на отдельные свойства воздуха и протекание таких процессов как кондиционирование и поддержание микроклимата, конвективная сушка. Поэтому, когда хотят подчеркнуть важность присутствия в воздухе водяного пара, воздух называют влажным.

6.4.1. Основные сведения о влажном воздухе

Влажным воздухом называют смесь сухого воздуха (всех компонентов, входящих в воздух, за исключением водяного пара) и водяного пара.

Пар, содержащийся в воздухе, может быть либо сухим насыщенным, либо перегретым. Если пар в воздухе является сухим насыщенным, то и воздух называют *насыщенным*. Насыщенный воздух содержит максимальное количество водяного пара для данной температуры и давления и имеет относительную влажность $\varphi = 100\%$.

Воздух, в котором содержащийся в нем пар является перегретым, называют *ненасыщенным*. Относительная влажность ненасыщенного воздуха менее 100%.

Кроме давления и температуры влажный воздух характеризуют такие параметры как абсолютная и относительная влажность, влагосодержание и влагоемкость, парциальное давление водяного пара и энтальпия, рассчитываемая на 1 кг сухого воздуха.

Абсолютной влажностью $\rho_{\text{п}}$ называется масса пара, содержащаяся в 1 м³ влажного воздуха. Абсолютная влажность имеет размерность плотности и равна плотности пара при его парциальном давлении и температуре влажного воздуха.

Относительной влажностью φ называется отношение действительной абсолютной влажности $\rho_{\text{п}}$ к максимально возможной абсолютной влажности воздуха $\rho_{\text{пн}}$ для данной температуры. Обычно относительная влажность измеряется в %.

Учитывая, что абсолютная влажность (плотность пара) пропорциональна парциальному давлению пара в воздухе, ее значение может быть найдено по формуле

$$\varphi = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{пн}}} 100 = \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{пн}}} 100\%$$

Здесь $p_{\text{п}}$ – парциальное давление пара в воздухе, а $p_{\text{пн}}$ – давление насыщения пара для данной температуры (парциальное давление пара в насыщенном воздухе).

Влагосодержанием d называется масса пара, приходящаяся на 1 кг сухого воздуха. Обычно влагосодержание имеет размерность – г/кг с. в.

Влагосодержание можно рассчитать по формуле

$$\varphi = 622 \frac{p_{\text{п}}}{p - p_{\text{п}}}, \quad (6.8)$$

где $p_{\text{п}}$ – парциальное давление пара;

p – давление влажного воздуха.

Максимальное для данной температуры влагосодержание называется *влажностью* d_{max} , то есть влагосодержание равно влагосодержанию насыщенного воздуха.

Для влажного воздуха вводится также понятие – «точка росы». *Точкой росы* называется температура, до которой нужно охладить ненасыщенный воздух, чтобы он стал насыщенным, то есть до достижения относительной влажности 100%.

При дальнейшем снижении температуры, содержащийся в воздухе водяной пар начинает конденсироваться, и этот конденсат выделяется из воздуха в виде росы или тумана. Таким образом, для снижения влагосодержания воздуха необходимо понизить температуру воздуха ниже точки росы.

Удельная энтальпия i влажного воздуха рассчитывается на 1 кг сухого воздуха

$$i = i_{\text{с.в.}} + 0,001d \cdot i_{\text{п}}, \quad (6.9)$$

где $i_{\text{с.в.}}$ – удельная энтальпия сухого воздуха, кДж/кг с.в.;

d – влагосодержание воздуха, г /кг с. в. ;

$i_{\text{п}}$ – удельная энтальпия пара, содержащегося в воздухе, кДж/кг.

Учитывая, что удельная энтальпия сухого воздуха – $i_{\text{с.в.}} = c_{pв} \cdot t$,

(здесь $c_{pв} \approx 1,0$ кДж/кг – удельная массовая изобарная теплоемкость воздуха, а t – температура воздуха, °С), и удельная энтальпия пара –

$i_{\text{п}} = 2501 + 1,93 \cdot t$ кДж/ кг, то удельная энтальпия i влажного воздуха может быть рассчитана по формуле

$$i = t + 0,001d(2501 + 1,93 \cdot t), \text{ кДж/ кг с. в.} \quad (6.10)$$

Для измерения относительной влажности используется психрометр – прибор, состоящий из двух термометров, один из которых сухой, а другой – смоченный. Показания "мокрого" термометра в ненасыщенном воздухе будут ниже, так как с него будет происходить испарение, которое сопровождается поглощением теплоты. Чем меньше относительная влажность воздуха, тем больше разница показаний "сухого" и "мокрого" термометров. Имея показания этих термометров, можно определить все влажностные характеристики воздуха. При выводе расчетных формул полагается, что в области «мокрого» термометра воздух является насыщенным, то есть его влагосодержание равно влагоемкости для температуры, соответствующей показаниям этого термометра. Энтальпия же влажного воздуха в расчете на 1 кг сухого имеет одинаковое значение в зоне обоих термометров, несмотря на разницу их показаний. Это связано с тем, что уменьшение удельной энтальпии сухого воздуха в зоне «мокрого» термометра из-за снижения температуры компенсируется за счет увеличения влагосодержания, а значит и энтальпии пара, приходящегося на 1 кг сухого воздуха. Если принять условие $i_c = i_m$, то с учетом (6.10) можно записать:

$$t_c + 0,001d(2501 + 1,93t_c) = t_m + 0,001d_{max.m}(2501 + 1,93t_m),$$

где t_c и t_m – соответственно показания «сухого и «мокрого» термометров, °С;

d – влагосодержание воздуха, г/ кг с. в.;

$d_{max.m}$ – влагоемкость воздуха при температуре мокрого термометра, г/ кг с. в.

Из этого выражения получаем:

$$d = \frac{d_{max.m}(2501 + 1,93t_m) - 1000(t_c - t_m)}{2501 + 1,93t_c}. \quad (6.11)$$

Входящую в выражение (6.11) величину $d_{max.m}$, можно рассчитать по давлению насыщения при температуре «мокрого» термометра $p_{нм}$, которое находится по справочным таблицам

$$d_{max.м} = \frac{p_{нм}}{p - p_{нм}},$$

где p – давление влажного воздуха (барометрическое давление).

По найденному влагосодержанию можно рассчитать парциальное давление водяного пара по вытекающей из выражения (6.8) формуле:

$$p_{п} = p \frac{d}{622 + d}.$$

В свою очередь парциальное давление пара позволяет определить относительную влажность:

$$\varphi = \frac{p_{п}}{p_{нм}} \cdot 100\%,$$

где – давление насыщения при температуре воздуха, то есть соответствующей показаниям «сухого» термометра.

6.4.2. Диаграмма $i - d$ влажного воздуха

На рисунке 6.4. приведена структура диаграммы $i - d$ влажного воздуха. На диаграмме представлены также процессы нагрева воздуха и увлажнения при отсутствии потерь теплоты (процесс сушки в идеальной сушилке).

Диаграмма, предложенная профессором Рамзиным, построена по расчетным данным для давления воздуха 745 мм рт. ст. и широко используется в расчетах процессов в атмосферном воздухе. При этом обычные колебания атмосферного давления сказываются на значениях энтальпии и влагосодержании воздуха незначительно.

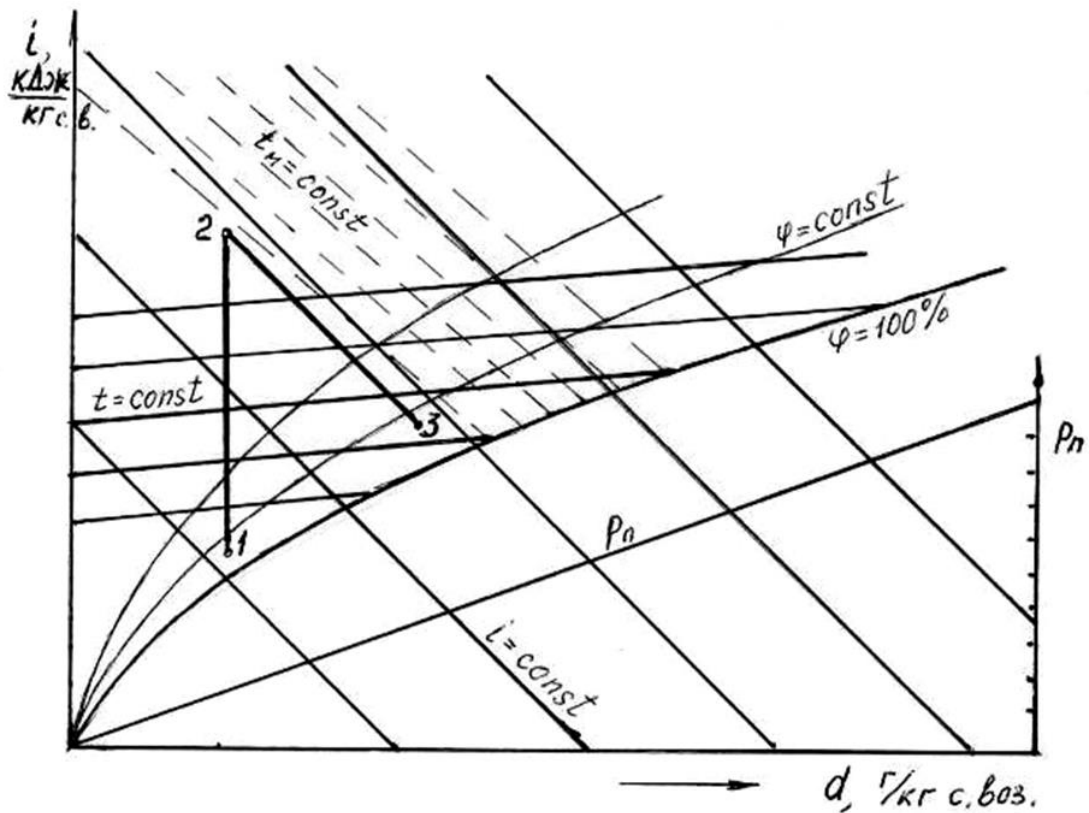


Рис. 6.4. Диаграмма $i-d$ влажного воздуха

1-2 – процесс нагрева; 2-3 – процесс увлажнения

Диаграмма $i - d$ влажного воздуха позволяет довольно просто определять параметры влажного воздуха. Особенностью диаграммы является то, что она построена в системе координат с углом между осями 135° , поэтому линии постоянной энтальпии на диаграмме располагаются под углом 45° . На диаграмме проведено семейство линий постоянной относительной влажности φ , а также изотермы, соответствующие показаниям сухого и мокрого термометров.

В нижней части диаграммы расположена линия зависимости парциального давления от влагосодержания (ось парциального давления помещается справа).

Для нахождения точки на диаграмме, соответствующей состоянию воздуха необходимо задать две независимые координаты (например, t и d ; t и φ ; t_c и t_m).

Процесс нагрева от источника, не вносящего в воздух влагу, изображается на диаграмме вертикальной линией, направленной вверх, соответственно процесс охлаждения – вертикальной линией, направленной вниз. Процесс увлажнения

ния без потерь теплоты (в окружающую среду и на нагрев материала, что соответствует процессу сушки в идеальной сушилке) изображается по линии постоянной энтальпии, направленной вниз, то есть протекающим с увеличением влагосодержания и относительной влажности при снижении температуры.

Диаграмма $i - d$ влажного воздуха чаще всего используется при расчетах конвективных сушилок, а также процессов кондиционирования.

7. Истечение газов и паров

7.1. Первый закон термодинамики для потока газа

На практике часто приходится иметь дело с устройствами, работа которых связана с движением рабочего тела. Чаще всего это движение осуществляется в виде течения газов или паров по каналам. При этом во многих случаях кинетическая энергия потока используется для совершения полезной работы (паровые и газовые турбины, реактивные двигатели, ракеты и др.). Течение может происходить как по каналам (трубам) постоянного сечения, так и в специальных каналах переменного сечения, называемых соплами и диффузорами. Канал, в котором с уменьшением давления скорость потока возрастает, называют соплом, а канал, в котором по потоку скорость уменьшается, а давление растет, называют диффузором.

Первый закон термодинамики для потока газа можно сформулировать следующим образом.

Теплота, подводимая к потоку газа, идет на изменение его внутренней энергии, совершение работы по проталкиванию газа по каналу и на приращение внешней кинетической энергии газа.

Математическая запись первого закона термодинамики для потока в дифференциальной форме имеет вид:

$$dq = du + dl' + d\left(\frac{\omega^2}{2}\right), \quad (7.1)$$

где dq – элементарное количество удельной теплоты;

du – приращение удельной внутренней энергии газа;

dl' – элементарная удельная работа проталкивания;

$d\left(\omega^2/2\right)$ – приращение внешней кинетической энергии потока;

ω – скорость потока.

Работа проталкивания представляет собой работу против внешних сил при перемещении газа по каналу (она не равна работе расширения). Доказывается, что элементарная работа проталкивания может быть найдена по выражению

$$dl' = d(p \cdot v). \quad (7.2)$$

Приращение внешней кинетической энергии потока называют *располагаемой работой*, поскольку приобретенный запас кинетической энергии потока используется во многих технических устройствах для совершения полезной работы.

Таким образом, элементарная удельная располагаемая работа равна

$$dl_0 = d\left(\omega^2/2\right). \quad (7.3)$$

Соответственно,

$$l_0 = \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2}. \quad (7.4)$$

Располагаемая работа может быть выражена через параметры состояния рабочего тела. Действительно, из сопоставления приведенного выше выражения первого закона термодинамики для потока с выражением первого закона термодинамики для закрытых систем следует:

$$dl = dl' + d\left(\omega^2/2\right) = dl' + dl_0$$

Учитывая, что работа расширения $dl = p \cdot dv$ а работа проталкивания $dl' = d(pv) = v \cdot dp + p \cdot dv$, получаем

$$dl_0 = p \cdot dv - d(pv) = -v \cdot dp. \quad (7.5)$$

Соответственно,

$$l_0 = \int_{p_2}^{p_1} v dp. \quad (7.6.)$$

На основании выражения (7.5.) можно установить связь между скоростью и давлением в потоке. Учитывая, что $dl_0 = d(\omega^2/2)$, получаем

$$\omega \cdot d\omega = -v \cdot dp.$$

Таким образом, ***скорость увеличивается при снижении давления по потоку, а при снижении скорости потока давление повышается.***

Если учесть, что элементарная работа проталкивания равна $dl' = d(pv)$ можно выражение (7.1.) первого закона термодинамики для потока записать через энтальпию:

$$dq = di + d\left(\omega^2/2\right). \quad (7.7)$$

Таким образом, первый закон термодинамики для потока можно сформулировать следующим образом.

Теплота, сообщаемая потоку газа, идет на увеличение его энтальпии и приращение внешней кинетической энергии.

Выражение первого закона термодинамики для потока при совершении им полезной технической работы имеет вид:

$$dq = du + dl' + d\left(\omega^2/2\right) + dl_{\text{т}}, \quad \text{или}$$

$$dq = di + d\left(\omega^2/2\right) + dl_{\text{т}}$$

Здесь dl_T – элементарная техническая работа. Техническая работа обычно связана с перемещением канала, по которому движется поток.

7.2. Адиабатное истечение газа

При течении газа по коротким каналам с высокой скоростью теплообменом с окружающей средой можно пренебречь и считать процесс адиабатным. Выражение первого закона термодинамики для потока в этом случае приобретает вид:

$$0 = di + d\left(\frac{\omega^2}{2}\right) = di + dl_0$$

Отсюда –

$$dl_0 = d\left(\frac{\omega^2}{2}\right) = -di. \quad (7.8)$$

Соответственно, располагаемая работа

$$l_0 = \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2} = i_1 - i_2. \quad (7.9)$$

Здесь ω_1 и ω_2 , i_1 и i_2 – скорость и энтальпия газа соответственно в первом и втором сечении потока.

Располагаемую работу можно выразить через работу расширения l и параметры состояния. Учитывая, что $dl_0 = -v \cdot dp$, располагаемая работа – $l_0 = \int_{p_2}^{p_1} v dp$. При адиабатном истечении располагаемая работа в k раз больше, чем работа расширения в соответствующем адиабатном процессе, то есть $l_0 = k \cdot l$. Это нетрудно доказать с использованием графического представления работы расширения и располагаемой работы в координатах p - v .

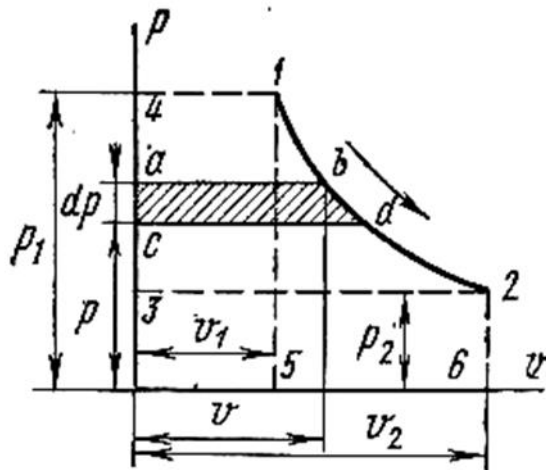


Рис. 7.1. К определению располагаемой работы

Действительно, интеграл $\int_{p_2}^{p_1} v dp$ графически представляется на рисунке 7.1. площадью фигуры 4-1-2-3, а работа в адиабатном процессе расширения l – площадью фигуры 5-1-2-6. Отсюда следует

$$l_0 = \int_{p_2}^{p_1} v dp = l + p_1 v_1 - p_2 v_2 = \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) + (p_1 v_1 - p_2 v_2) \\ = \frac{k}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) = k \cdot l.$$

Это выражение можно представить в виде

$$\frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (7.10)$$

где p_1 и v_1 – соответственно, давление и удельный объём на входе в сопло; p_2 – давление на выходе из сопла.

На основании первого закона термодинамики при адиабатном истечении из выражения (7.9) можно найти скорость потока на выходе из сопла:

$$\omega_2 = \sqrt{\omega_1^2 + 2(i_1 - i_2)} = \sqrt{\omega_1^2 + 2l_0}. \quad (7.11)$$

Во многих случаях (как, например, при истечении из большой емкости) начальная скорость ω_1 весьма мала по сравнению с конечной ω_2 и ее значением можно пренебречь. Тогда скорость истечения из сопла

$$\omega_2 = \omega = \sqrt{2(i_1 - i_2)} = \sqrt{2l_0} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (7.12)$$

Как следует из этого выражения, скорость истечения зависит от параметров состояния на входе в сопло и от отношения давлений на его входе и выходе.

Кинетическая энергия потока зависит не только от скорости потока, но и от массового расхода газа в потоке. Массовый расход газа при истечении из сопла можно найти, умножив скорость газа на площадь сечения A и плотность газа на выходе из сопла ρ_2 . Умножение на плотность можно заменить делением на удельный объем, который при адиабатном истечении равен

$$v_2 = v_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}}.$$

С учетом выражения для скорости истечения массовый расход через сопло составляет

$$m = A \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{v_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \text{ кг/с}. \quad (7.13)$$

Как следует из этого выражения, расход газа при адиабатном истечении зависит от выходного сечения сопла, показателя адиабаты, плотности газа и давления на входе в сопло, а также от соотношения давлений на входе и выходе из сопла. Исследование на экстремум приведенного выше выражения для массового расхода газа через сопло показывает, что расход достигает максимума при отношении.

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_{кр}}{p_1} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (7.14)$$

Давление p_2 , соответствующее этому расходу, называют критическим $p_{кр}$. В частности, при показателе адиабаты $k = 1,4$ – $p_{кр} = 0,528 \cdot p_1$.

Скорость истечения в этом случае имеет максимальное значение и носит название критической.

Значение критической скорости можно рассчитать, подставив в выражение для скорости истечения критическое соотношение давлений. Расчетная формула в этом случае приобретает вид:

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} p_1 v_1} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_1} = \sqrt{k \cdot p_{кр} \cdot v_{кр}}. \quad (7.15)$$

Последнее выражение и представляет собой формулу Лапласа для расчета скорости звука в среде с параметрами $p_{кр}, v_{кр}$. ***То есть, критическая скорость равна скорости звука в среде с параметрами $p_{кр}, v_{кр}$.***

Практика показывает, что при снижении давления среды, куда происходит истечение, ниже критического расход газа остается постоянным. Это связано с тем, что при истечении газа в среду с давлением меньше критического в выходном сечении сопла все равно устанавливается давление равным критическому. Объясняется это тем, что импульс давления распространяется в материальной среде со скоростью звука, поэтому при достижении критической скорости газа, то есть скорости звука, скорость распространения давления и скорость движения газа сравниваются, и никакое уменьшение внешнего давления не может повлиять на распределение давления в сопле. Таким образом, в суживающемся сопле нельзя достичь скорости, превышающей скорость звука в среде с параметрами $p_{кр}, v_{кр}$.

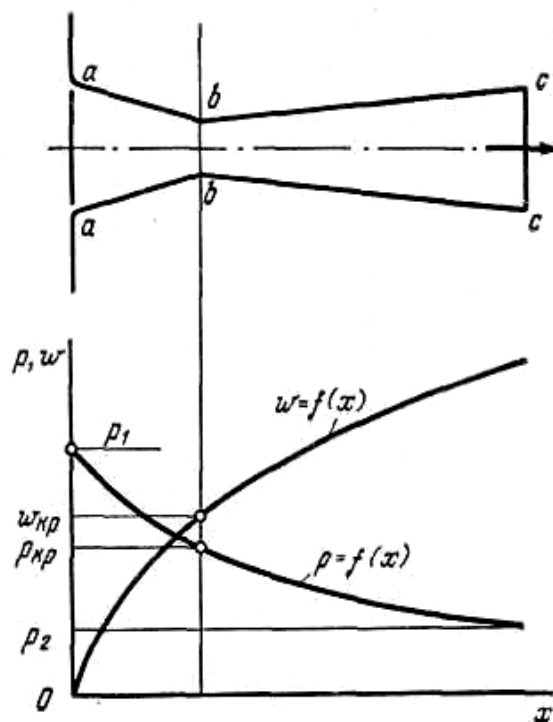


Рис. 7.2. Сопло Лавая и истечение газа в сопле

Достичь сверхкритических скоростей можно в комбинированном сопле, состоящем из короткой сужающейся и конической расширяющейся части.

Длина сужающейся части должна быть такой, чтобы в ее конце достигалась критическая скорость, после чего должна следовать расширяющаяся часть, на протяжении которой происходит дальнейшее снижение давления.

7.3. Дросселирование

Дросселирование – процесс снижения давления при прохождении газом (паром) местного сужения канала (местного сопротивления) без совершения внешней работы. Обычно теплообменом с окружающей средой при дросселировании пренебрегают и считают процесс адиабатным.

Дросселирование широко используется в холодильных установках для снижения температуры рабочего тела (хладоагента), в установках для сжижения газов, для регулирования работы паросиловых установок, в расходомерных устройствах и в ряде других случаев.

При адиабатном дросселировании энтальпия сохраняет свое значение, то есть $i_1 = i_2$. При этом дросселирование нельзя отождествлять с изоэнтальпийным процессом, поскольку при непосредственном прохождении местного сопротивления энтальпия претерпевает изменения, но ее значение восстанавливается после дросселя. Давление в результате дросселирования снижается по определению, удельный объем возрастает, а температура может увеличиваться, уменьшаться или оставаться неизменной. Дросселирование является типичным необратимым процессом, при котором всегда происходит увеличение энтропии, и работоспособность рабочего тела уменьшается.

При дросселировании идеального газа температура всегда остается неизменной. Характер изменения температуры при дросселировании реального газа (пара) зависит от состояния рабочего тела T перед дросселем. Для реального газа (пара), если

$T > T_{\text{инв}}$, то температура растет;

$T < T_{\text{инв}}$ – температура падает;

$T = T_{\text{инв}}$ – температура остается неизменной.

Здесь $T_{\text{инв}}$ – температура инверсии, которая зависит от рода рабочего тела и от давления.

Температура инверсии – это температура, соответствующая состоянию газа, при котором температура газа при адиабатном дросселировании не изменяется. Для большинства газов температура инверсии высокая $t_{\text{инв}} \geq 600$ °С, хотя у водорода $t_{\text{инв}} = 57$ °С, а у гелия $t_{\text{инв}} = -239$ °С.

Важной характеристикой процесса дросселирования является дроссель-эффект. Различают дифференциальный и интегральный дроссель-эффект.

Дифференциальный дроссель-эффект (эффект Джоуля – Томсона) представляет собой частную производную от температуры по давлению при постоянной энтальпии

$$\alpha_i = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_i .$$

Дифференциальный дроссель-эффект отражает характер изменения температуры рабочего тела при дросселировании. Действительно, если температура при дросселировании растет, то $\alpha_i < 0$, если температура при дросселировании падает, – $\alpha_i > 0$, если температура при дросселировании растет, – $\alpha_i = 0$.

Интегральным дроссель-эффектом называется разность температур после и до дросселирования

$$T_2 - T_1 = \int_{p_1}^{p_2} \alpha_i \cdot dp.$$

8. Паросиловые установки

Примером тепловых двигателей, в которых для получения механической энергии используется не работа расширения рабочего тела, как это происходит в поршневых ДВС, а кинетическая энергия потока газа или пара (располагаемая работа), являются газовые и паровые турбины. Газотурбинные и паросиловые установки находят широкое применение в энергетике, и ряде других отраслей промышленности и транспорта. Достаточно сказать, что бóльшая часть электроэнергии в нашей стране вырабатывается на тепловых и атомных электростанциях, где для получения механической энергии, обеспечивающей вращение электрогенераторов, используются паросиловые установки, в которых обычно реализуется цикл Ренкина.

8.1. Устройство и работа паросиловой установки

Принципиальная схема паросиловой установки и реализуемый в ней цикл Ренкина представлены ниже на рисунках 8.1 и 8.2. Характерной особенностью паросиловых установок являются фазовые превращения рабочего тела (чаще всего водяного пара) в цикле. В качестве парогенератора – производителя пере-

гретого пара с высоким энергетическим потенциалом (p и T) выступает паровой котел 1 с пароперегревателем 2. Перегретый пар направляется в паровую турбину, где через сопловой аппарат с высокой скоростью направляется на лопатки турбинного колеса, обеспечивая его вращение.

Из турбины пар направляется в конденсатор 5, где поддерживается низкое давление. Это позволяет увеличить теплоперепад рабочего тела в процессе адиабатного расширения и располагаемую работу, реализуемую турбиной. За счет отвода теплоты в конденсаторе пар полностью конденсируется, и конденсат насосом 6 возвращается в паровой котел, где происходит его превращение сначала в сухой насыщенный, а затем в пароперегревателе в перегретый пар.

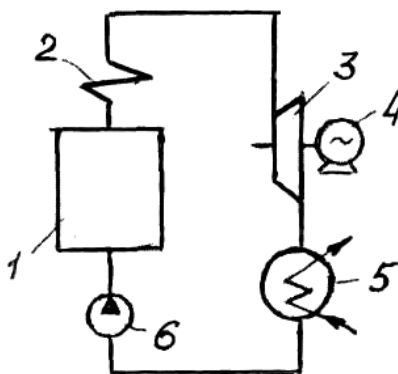


Рис 8.1. Принципиальная схема паросиловой установки:

1 – паровой котел; 2 – пароперегреватель; 3 – паровая турбина; 4 – нагрузка (эл. генератор); 5 – конденсатор; 6 – питательный насос

8.2. Цикл Ренкина паросиловой установки

Идеальный цикл Ренкина, представленный на рисунке 8.2 осуществляется следующим образом.

Перегретый пар из пароперегревателя поступает в турбину, где адиабатно расширяется (процесс 1-2), превращаясь во влажный пар со степенью сухости x_2 . Этот пар полностью конденсируется в конденсаторе при постоянном давлении p_2 и температуре t_2 (процесс 2-2'). Затем конденсат (вода) насосом подается в котел с повышением давления от p_2 до p_1 (процесс 2'-3). При этом темпера-

тура воды и ее энтальпия возрастают незначительно, так что при изображении в масштабе точки 2' и 3 на диаграммах практически сливаются.

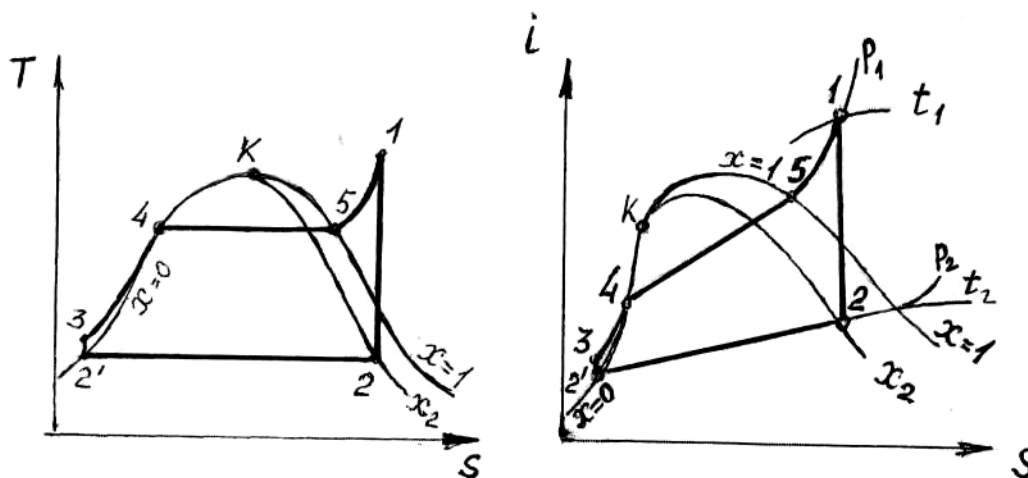


Рис 8.2. Цикл Ренкина в координатах $T-s$ (а) и $i-s$ (б)

В котле в изобарном процессе к воде подводится теплота, в результате чего сначала ее температура доводится до температуры кипения (процесс 3-4), а затем вода превращается в сухой насыщенный пар (процесс 4-5). В пароперегревателе температура пара повышается до величины, соответствующей точке 1, и далее цикл повторяется.

Если пренебречь величиной работы, затрачиваемой на привод насоса, полезно используемая теплота в цикле (располагаемый теплоперепад) равна $q_{ц} = i_1 - i_2$. Термический КПД цикла можно определить по формуле

$$\eta_t = \frac{l_{ц}}{q_1} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2'}$$

где i_1 - энтальпия перегретого пара перед турбиной;

i_2 - энтальпия влажного пара после расширения в турбине;

i_2' - энтальпия конденсата.

Удельный расход пара при осуществлении идеального цикла Ренкина можно определить следующим образом

$$d_0 = \frac{1000}{q_{ц}} = \frac{1000}{i_1 - i_2}, \text{ кг/МДж}$$

Или

$$d_0 = \frac{3600}{q_{ц}} = \frac{3600}{i_1 - i_2}, \text{ кг/кВт} \cdot \text{ч}$$

Здесь значения энтальпии приняты в кДж / кг.

9. Холодильные установки

9.1. Общие сведения о холодильных установках

В холодильных установках реализуется обратный цикл, когда за счет подводимой к рабочему телу энергии (работы или теплоты) теплота отводится от холодного источника (охлаждаемого объема) и отдается в среду с более высокой температурой. Таким образом установка как бы вырабатывает холод, эквивалентный количеству теплоты, отводимой от холодного источника.

В зависимости от принципа действия холодильные установки делятся на компрессорные, парожетторные и абсорбционные.

В компрессорных холодильных установках для производства холода в цикле затрачивается работа на сжатие рабочего тела в компрессоре. Компрессорные холодильные установки в свою очередь делятся по виду рабочего тела на газовые и паровые. В паровых холодильных установках в качестве рабочего тела (хладоагента) используются пары жидкостей с низкой температурой кипения (аммиак, двуокись углерода, различные фреоны).

В парожетторных холодильных установках сжатие хладоагента производится в паровых эжекторах за счет кинетической энергии струи рабочего пара. В этих установках энергия затрачивается не в форме механической работы, а в форме теплоты для получения рабочего пара.

В абсорбционных холодильных установках для производства холода также затрачивается теплота в цикле. Цикл в этих установках осуществляется с

использованием процесса абсорбции в бинарных смесях, которые служат рабочим телом.

Наиболее широкое применение получили паровые компрессорные холодильные установки, как более совершенные в термодинамическом отношении по сравнению с абсорбционными и пароэжекторными. Наименее распространенными являются пароэжекторные установки.

9.2. Принципиальная схема и цикл паровой компрессорной холодильной установки

Принципиальная схема и цикл паровой компрессорной холодильной установки представлены на рисунках 9.1 и 9.2.

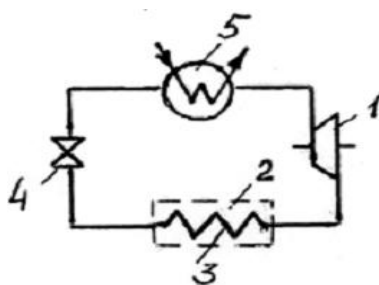


Рис. 9.1. Принципиальная схема паровой компрессорной холодильной установки

- 1 – компрессор; 2 – холодильная камера; 3 – испаритель;
4 – дроссель; 5 – конденсатор

Работа холодильной установки протекает следующим образом.

Конденсат рабочего тела (хладоагента) из конденсатора через дроссель направляется в испаритель 3. В результате дросселирования (процесс 1 – 2) его давление и температура падают и конденсат превращается во влажный пар с температурой более низкой, чем температура охлаждаемого объема.

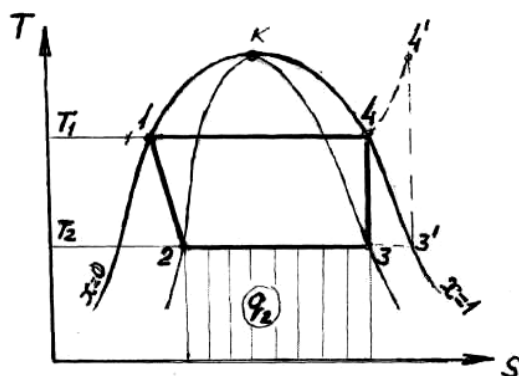


Рис. 9.2. Цикл паровой компрессорной холодильной установки

В испарителе за счет подвода теплоты q_2 происходит процесс парообразования и степень сухости пара возрастает (процесс 2-3 или 2-3'). Далее этот пар адиабатно сжимается компрессором, в результате чего он превращается в сухой насыщенный или перегретый пар с более высоким давлением и температурой (процесс 3 - 4 или 3' - 4') и поступает в конденсатор 5. Здесь, в результате отвода теплоты в окружающую среду или охлаждающему теплоносителю, пар превращается в конденсат и цикл повторяется.

9.3. Схема и принцип действия абсорбционной холодильной установки

В абсорбционных холодильных установках цикл осуществляется с использованием процесса абсорбции. Абсорбция – это процесс поглощения вещества (газа или пара) всем объемом другого (жидкостью). В качестве рабочего тела в этих установках используется бинарная смесь – раствор жидкостей с разной температурой кипения. Легкокипящая жидкость является хладагентом, а другая абсорбентом (поглощающим веществом). Обычно используют такие смеси: вода (хладоагент) – бромистый литий (абсорбент) и аммиак (хладоагент) – вода (абсорбент). Абсорбент способен поглощать пары хладагента, имеющие низкую температуру и отделяется от хладагента при высоких температурах.

Принципиальная схема абсорбционной холодильной установки представлена на рисунке 9.3.

Работа аммиачной абсорбционной холодильной установки протекает следующим образом.

В парогенераторе 6 под действием подводимой теплоты $q_{пг}$ из обогащенного водного раствора аммиака при давлении p_1 и температуре T_1 выделяется почти чистый аммиачный пар (хладоагент). Этот сухой насыщенный пар поступает в конденсатор 8, где полностью конденсируется в результате отвода теплоты в охлаждающую воду.

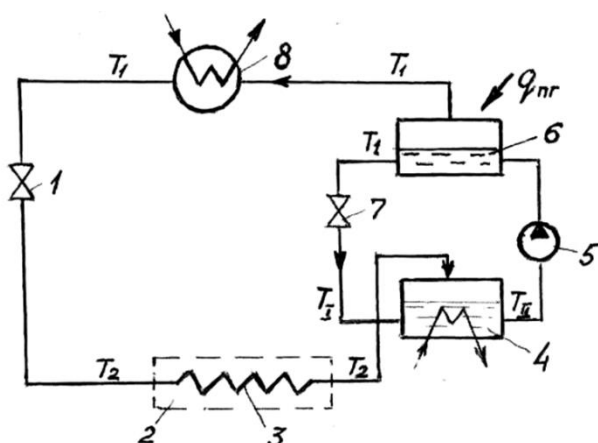


Рис. 9.3. Принципиальная схема абсорбционной холодильной установки
1, 7 – дроссели; 2 – холодильная камера; 3 – испаритель;
4 – абсорбер; 5 – насос; 6 – парогенератор; 8 – конденсатор.

Обедненный раствор аммиака из парогенератора через дроссель 7 возвращается в абсорбер. Конденсат аммиака через дроссель 1 направляется в испаритель 3. В результате дросселирования его давление и температура падают, и конденсат превращается во влажный пар с температурой более низкой, чем температура охлаждаемого объема. В испарителе за счет подвода теплоты q_2 происходит процесс парообразования, и степень сухости пара возрастает. Сухой насыщенный пар аммиака из испарителя поступает в абсорбер, где поглощается (абсорбируется) находящимся там раствором. Выделяющаяся при абсорбции теплота отводится охлаждающей жидкостью. Концентрация аммиака в растворе в процессе абсорбции увеличивается. Обогащенный раствор насосом подается в парогенератор, где и происходит выделение хладоагента (паров ам-

миака). Таким образом, цикл замыкается. Следует отметить, что в абсорбционных установках для повышения давления и температуры пара хладагента используется не компрессор как в парокомпрессорных холодильных установках, а так называемый абсорбционный узел, состоящий из абсорбера 4, насоса 5, парогенератора 6 и дросселя 7. При этом работа на привод насоса, повышающего давление жидкости, пренебрежимо мала по сравнению с работой, затрачиваемой компрессором. Однако вместо механической работы здесь затрачивается теплота в парогенераторе $q_{\text{пг}}$. Эта теплота подводится при температуре кипения жидкости T_1 , соответствующей давлению p_1 в парогенераторе. Вследствие того, что в дросселе 7 происходит дросселирование раствора слабой концентрации, его температура практически не меняется, то есть $T_1 \approx T_I$. В целом же для цикла – $T_1 < T_{II} < T_1$.

Эффективность цикла абсорбционной установки оценивается коэффициентом теплоиспользования (эквивалент холодильного коэффициента)

$$\xi = \frac{q_2}{q_{\text{пг}}}$$

где q_2 – теплота, отводимая от охлаждаемого объема;

$q_{\text{пг}}$ – теплота, подводимая в парогенераторе.

9.4. Тепловые насосы

Тепловой насос – это устройство для переноса теплоты от источника теплоты с более низкой температурой телам с более высокой температурой. Цикл теплового насоса не отличается от цикла холодильной установки. По существу, это холодильная установка, но используемая не для выработки холода, а для получения теплоты более высокого потенциала за счет использования теплоты низкопотенциального источника и дополнительных затрат механической работы либо теплоты в цикле. В качестве низкопотенциального источника может использоваться теплота грунта, водоемов, термальных вод, тепловые отходы различных установок, производств и т. п.

Эффективность теплового насоса оценивается отопительным коэффициентом (коэффициентом преобразования), который для парокомпрессорного теплового насоса находится по формуле

$$\psi = \frac{q_1}{l_{\text{ц}}} = \frac{q_2 + l_{\text{ц}}}{l_{\text{ц}}} = \varepsilon_x + 1 ,$$

где q_1 – теплота, отдаваемая за цикл потребителю;

q_2 – теплота, отбираемая от холодного источника;

$l_{\text{ц}}$ – работа, затрачиваемая в цикле;

ε_x – холодильный коэффициент.

Значение отопительного коэффициента колеблется в пределах 3...7 и, таким образом, потребитель теплоты при использовании тепловых насосов получает теплоты существенно больше затрат энергии на осуществление цикла теплового насоса. Применение тепловых насосов позволяет использовать в качестве источников теплоты низкопотенциальные вторичные тепловые энергоресурсы и возобновляемые источники энергии.

Тестовые контрольные вопросы и задания

1. Что такое теплота? 2. Что является предметом изучения технической термодинамики? 3. Что такое термодинамическая система? 4. Назовите виды систем по условиям взаимодействия с окружающей средой и дайте их характеристику. 5. Что называют рабочим телом в технической термодинамике? 6. Что обычно используется в качестве рабочего тела в термомеханических системах и почему? 7. Что такое идеальный газ? 8. Назовите параметры состояния термодинамической системы и дайте их определение. 9. Что такое функции состояния? Назовите основные функции состояния и дайте их определение. 10. Что такое теплоемкость? Назовите виды удельной теплоемкости и приведите их размерность. 11. От каких факторов зависит удельная теплоемкость? Какой фактор оказывает наибольшее влияние на теплоемкость газов? 12. Каким обра-

зом задаются газовые смеси? 13. Приведите соотношения между массовыми и объемными долями компонентов газовой смеси. 14. Что такое парциальное давление и приведенный объем компонента газовой смеси? 15. Приведите выражения для определения характеристик газовой смеси. 16. Приведите уравнение Клапейрона-Менделеева для 1 кг газа и для произвольного количества газа, выраженного массой и в киломолях. 17. Что собой представляет газовая постоянная и универсальная газовая постоянная? Приведите их размерность. 18. Дайте формулировку и приведите математическое выражение первого закона термодинамики для закрытых систем. 19. Что собой представляет термодинамический процесс? 20. В чем заключается различие равновесных и неравновесных, обратимых и необратимых процессов. 21. Назовите основные термодинамические процессы, указав их отличительный признак. 22. Дайте определение политропного процесса. 23. Как определяется теплоемкость политропного процесса? 24. В чем состоит анализ термодинамических процессов? 25. Как определяется количество теплоты в процессе с использованием теплоемкости? 26. Как в общем случае определяется механическая работа, совершаемая в процессе? 27. Как определяется изменение функций состояния в любом процессе? 28. Как называют изображение обратимых процессов в координатах $p-v$ и $T-s$ и почему? 29. Что собой представляет круговой термодинамический процесс или цикл? 30. В чем состоит отличие прямого и обратного цикла? В каких устройствах они реализуются? 31. Каким показателем оценивается эффективность прямого цикла и что он собой представляет? 32. Каким показателем оценивается эффективность обратного цикла и что он собой представляет? 33. В чем заключается суть второго закона термодинамики? Приведите математическое выражение второго закона термодинамики. 34. Что такое фазовые переходы вещества и с чем они связаны? 35. Назовите виды пара и дайте их определение. Что такое теплота парообразования и от чего она зависит? 36. Назовите основные характеристики влажного воздуха. 37. Приведите формулировку и математическое выражение первого закона термодинамики для потока газа. 39. Что такое критическая скорость, и как она определяется при адиабатном исте-

чении газа? 40. Что такое дросселирование и как изменяется температура реальных газов при дросселировании? 41. Приведите принципиальную схему и цикл паровой компрессорной холодильной установки. Поясните принцип ее действия. 42. Что используется в качестве хладагента в парокомпрессорных холодильных установках? 43. Опишите принцип действия абсорбционной холодильной установки. 44. Что собой представляет тепловой насос? С какой целью используются тепловые насосы? 45. Каким показателем оценивается эффективность теплового насоса и каково его выражение?

ОСНОВЫ ТЕПЛООБМЕНА

10. Общие сведения о теплообмене

Теплообмен – самопроизвольный необратимый процесс переноса теплоты в пространстве с неоднородным полем температур.

Температурным полем называется совокупность значений температур в данный момент времени во всех точках пространства. Если во всех точках пространства температуры одинаковы, то такое температурное поле называется **однородным**, в противном случае – **неоднородным**. Если температурное поле не меняется со временем, то такое поле называется **стационарным**, в противном случае – **нестационарным**.

Кроме значений температур температурное поле характеризуется градиентом температуры. **Градиент температуры** характеризует интенсивность изменения температуры в пространстве и представляет собой вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности в сторону увеличения температуры, скалярная величина которого равна частной производной от температуры по направлению нормали. То есть

$$\text{grad } T = \bar{n}_0 \frac{\partial T}{\partial n}, \quad \text{К/м (}^\circ\text{C/м)}, \quad (10.1)$$

где \bar{n}_0 – единичный вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности в сторону возрастания температуры.

Основными количественными характеристиками процессов теплопереноса являются **тепловой поток** и **плотность теплового потока**.

Тепловой поток Q представляет собой количество теплоты, передаваемое через какую либо поверхность в единицу времени, и имеет размерность мощности – Вт.

Плотность теплового потока q представляет собой тепловой поток, приходящийся на единицу площади поверхности, через которую он проходит. То есть

$$q = \frac{dQ}{dF}, \quad (10.2)$$

или при равномерном распределении теплового потока по поверхности

$$q = \frac{Q}{F}, \text{ Вт/м}^2 \quad (10.3)$$

Плотность теплового потока – величина векторная, и вектор плотности теплового потока направлен в сторону противоположную градиенту температуры, то есть в сторону уменьшения температуры по нормали к изотермической поверхности.

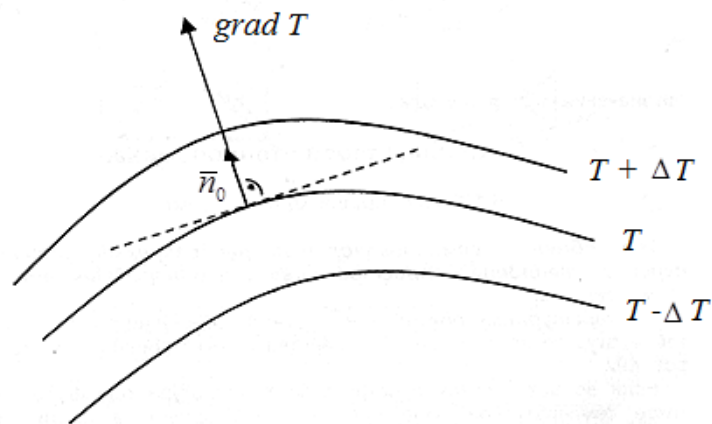


Рис. 10.1. К определению градиента температуры.

Теплообмен является сложным процессом, который в общем случае осуществляется **теплопроводностью, конвективным теплообменом** и **теплообменом излучением**.

Теплопроводность – молекулярный способ переноса теплоты в сплошной среде при наличии градиента температуры посредством теплового движения микрочастиц и обмена кинетической энергией при их непосредственном взаимодействии.

Конвективный теплообмен осуществляется совместным действием молекулярного переноса теплоты – теплопроводности и конвекции – перемешивания макрообъемов среды с различной температурой. Конвективный теплообмен

происходит в текучих средах (жидкостях или газах) с неоднородным полем температуры и скорости.

Теплообмен излучением осуществляется за счет двойного преобразования энергии: превращения части внутренней энергии тела в энергию излучения (энергию фотонов или электромагнитных волн), распространения энергии излучения в пространстве и поглощения энергии излучения другим телом, при котором происходит обратное превращение энергии излучения во внутреннюю энергию тела (среды).

11. Теплопроводность

Основной закон теплопроводности (закон Фурье), установленный опытным путем, гласит о том, что плотность теплового потока, передаваемого теплопроводностью прямо пропорциональна градиенту температуры. Математическая запись закона Фурье выглядит следующим образом:

$$q = -\lambda \cdot \text{grad } T, \quad (11.1)$$

где λ - коэффициент теплопроводности, Вт/м·К.

Коэффициент теплопроводности характеризует способность вещества передавать теплоту теплопроводностью и численно равен плотности теплового потока при градиенте температуры 1 К/м.

Коэффициент теплопроводности определяется опытным путем и зависит от свойств материала, температуры, давления, влажности и т. п.

Большинство задач теплопроводности решаются на основании дифференциального уравнения теплопроводности (уравнения теплопроводности Фурье):

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right), \quad (11.2)$$

где a – коэффициент температуропроводности, м²/с ;

τ – время, с;

x, y, z – пространственные координаты, м.

Коэффициент температуропроводности (температуропроводность) характеризует скорость изменения температуры в нестационарных процессах теплопроводности и является физическим параметром вещества

$$a = \frac{\lambda}{c_p \cdot \rho}, \text{ м}^2/\text{с}, \quad (11.3)$$

где c_p – удельная массовая изобарная теплоемкость, Дж / кг К;

ρ – плотность вещества, кг / м³.

Решение уравнения теплопроводности Фурье с учетом начальных и граничных условий позволяет получить картину температурного поля. Такое решение для нестационарных процессов теплопроводности (нагрев и охлаждение тел, периодические процессы) представляется довольно сложным и производится приближенными и численными методами.

Для стационарного режима и одномерного температурного поля (плоские и цилиндрические стенки) получены конкретные формулы для расчета плотности теплового потока. В частности, плотность теплового потока, передаваемого теплопроводностью через плоскую однородную стенку, находится по формуле

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2), \quad (11.4)$$

где λ – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт / м · К ;

δ – толщина стенки, м;

t_1 и t_2 – температуры поверхности стенки, °С.

Закон изменения температуры по толщине стенки является линейным.

Величина $\frac{\lambda}{\delta}$ называется тепловой проводимостью стенки, а обратная вели-

чина $\frac{\delta}{\lambda}$ – тепловым или термическим сопротивлением стенки .

Для случая многослойной плоской стенки из n разнородных слоев расчетная формула имеет вид:

$$q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_1^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}, \quad (11.5)$$

где t_1 и t_{n+1} – температуры на наружных поверхностях стенки, °С;

δ_i – толщина i -го слоя стенки, м;

λ_i – коэффициент теплопроводности материала i -го слоя, Вт/м К.

Картина стационарного режима теплопроводности через плоскую многослойную стенку представлена на рисунке 11.1. При этом температура на поверхности i -го слоя стенки может быть найдена по формуле

$$t_{i+1} = t_i - q \frac{\delta_i}{\lambda_i}, \quad (11.6)$$

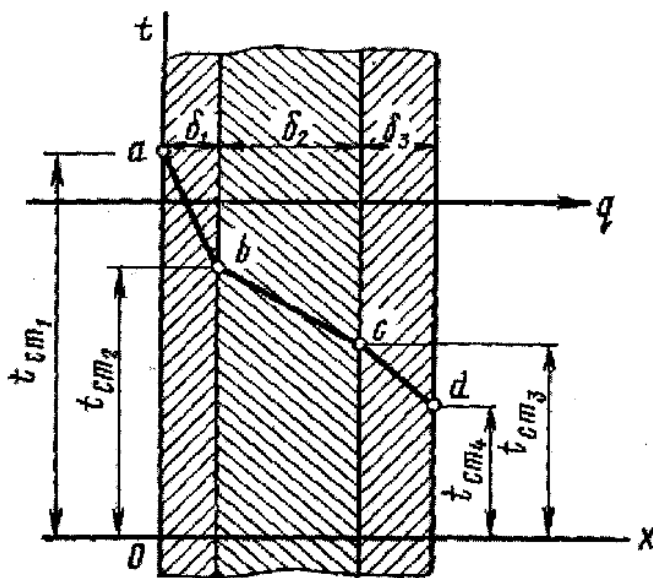


Рис. 11.1. Теплопроводность плоской стенки

Тепловой поток, передаваемый теплопроводностью, для 1 м длины цилиндрической стенки (трубы) рассчитывается по формуле

$$q_i = \frac{2\pi\lambda(t_1 - t_2)}{\ln d_2/d_1} \text{ Вт/м}, \quad (11.7)$$

где λ – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/м·К;

d_2 и d_1 – наружный и внутренний диаметр трубы.

Соответственно плотность теплового потока для внутренней поверхности трубы

$$q_1 = \frac{2\lambda(t_1 - t_2)}{d_1 \cdot \ln d_2/d_1} \text{ Вт/м}^2, \quad (11.8)$$

Для внешней поверхности –

$$q_2 = \frac{2\lambda(t_1 - t_2)}{d_2 \cdot \ln d_2/d_1} \text{ Вт/м}^2, \quad (11.9)$$

Распределение температуры по толщине цилиндрической стенки представляет собой логарифмическую кривую.

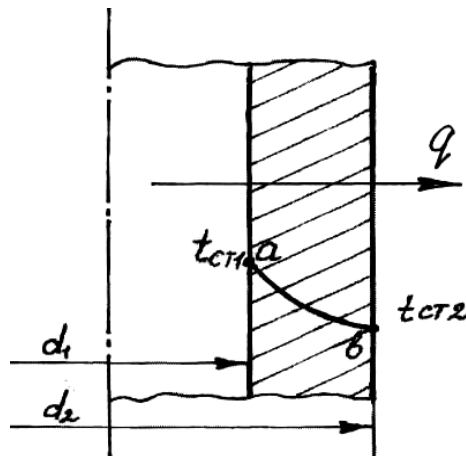


Рис. 11.2. Теплопроводность цилиндрической стенки

Для многослойной цилиндрической трубы, имеющей n слоев

$$q_i = \frac{2\pi(t_1 - t_{n+1})}{\sum_1^n \frac{1}{\lambda_i} \ln d_{i+1}/d_i} \text{ Вт/м}, \quad (11.10)$$

где λ_i – коэффициент теплопроводности материала i -го слоя, Вт/м·К.
 d_{i+1} и d_i – наружный и внутренний диаметры i -го слоя трубы.

12. Конвективный теплообмен

При конвективном теплообмене наиболее распространенным является случай теплообмена между поверхностью твердого тела и омывающей его текучей средой (жидкостью или газом), который называется *теплоотдачей*.

Плотность теплового потока при теплоотдаче рассчитывается в соответствии с законом Ньютона – Рихмана, выражение которого имеет вид:

$$q = \alpha(t_c - t_{ж}) \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}, \quad (12.1)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт / м²·К;

t_c – температура поверхности твердого тела (стенки), °С;

$t_{ж}$ – температура в ядре потока жидкости (за пределами теплового пограничного слоя), °С.

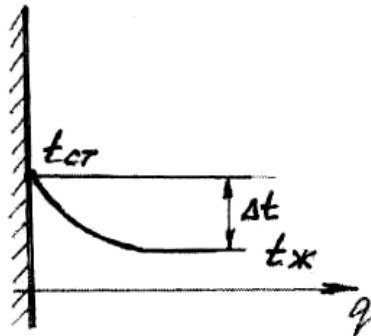


Рис.12.1. Плотность теплового потока при теплоотдаче

Величину $\Delta t = (t_c - t_{ж})$ называют температурным напором. При расчетах его величину принимают по модулю. Тепловой поток всегда направлен в сторону меньшей температуры.

Коэффициент теплоотдачи характеризует интенсивность конвективного теплообмена между текучей средой и поверхностью твердого тела и численно равен плотности теплового потока при температурном напоре 1 К (°С).

Коэффициент теплоотдачи зависит от многих факторов и обычно определяется с использованием теории подобия и размерностей.

Использование теории подобия позволяет представить в обобщенном виде экспериментальные зависимости, полученные для каких-то конкретных условий и распространить их на другие подобные. Подобие устанавливается по равенству определенных безразмерных чисел или критериев. Критерии подобия с физической точки зрения выражают соотношения между различными физическими эффектами, определяющими исследуемый процесс. Критерии (числа) подобия состоят из определенных величин на основании анализа дифференциальных уравнений математической физики, описывающих рассматриваемые явления. Эти безразмерные комплексы связаны критериальными уравнениями, конкретный вид которых зависит от исследуемых процессов. При этом все критерии подобия можно разделить на определяемые, к которым относятся критерии, содержащие искомую величину и определяющие, которые составлены из величин, заданных при математическом описании процессов.

Числа подобия принято называть именами крупных ученых в области теплообмена и гидродинамики.

При исследовании конвективного теплообмена наиболее часто используются нижеприведенные критерии.

Критерий (число) Нуссельта

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}, \quad (12.2)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт / м² К;

l – характерный размер, м;

λ – коэффициент теплопроводности среды (жидкости или газа), Вт/ м К.

Критерий Нуссельта характеризует интенсивность конвективной теплоотдачи и по существу является безразмерным коэффициентом теплоотдачи. Обычно он является определяемым критерием.

Критерий Эйлера

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho \omega^2}, \quad (12.3)$$

где Δp – перепад давления, Па;

ρ – плотность жидкости, кг / м³;

ω – средняя скорость жидкости в потоке, м / с.

Критерий Эйлера характеризует соотношение сил давления и сил инерции.

Критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega \cdot l}{\nu}, \quad (12.4)$$

где ω – средняя скорость жидкости в потоке, м / с ;

l – характерный размер, м ;

ν – кинематическая вязкость, м² / с .

В качестве характерного размера при определении числа Рейнольдса обычно принимается гидравлический диаметр.

Критерий Рейнольдса характеризует режим движения жидкости и выражает соотношение сил инерции и сил вязкого трения в потоке жидкости.

Критерий Прандтля

$$Pr = \frac{\nu}{a}, \quad (12.5)$$

где ν – кинематическая вязкость, м² / с;

a – коэффициент температуропроводности, м² / с.

Коэффициент температуропроводности определяется выражением

$$a = \frac{\lambda}{c_p \cdot \rho}, \quad (12.6)$$

где λ – коэффициент теплопроводности среды (жидкости или газа), Вт/м К;

c_p – удельная массовая изобарная теплоемкость среды, Дж / кг · К ;

ρ – плотность среды, кг / м³.

Критерий Прандтля отражает подобие полей температур и скоростей течения среды и по существу является теплофизической характеристикой среды.

Критерий Грасгофа

$$Gr = g\beta \cdot \Delta t \frac{l^3}{\nu^2}, \quad (12.7)$$

где g – ускорение свободного падения, м / с²;

β – температурный коэффициент объемного расширения, (для газа $\beta = 1/T$), К⁻¹.

Δt – температурный напор, °С ;

l – характерный размер, м ;

ν – кинематическая вязкость, м² / с .

Критерий Грасгофа характеризует соотношение подъемной силы, возникающей вследствие разности плотности жидкости с различной температурой, и сил вязкого трения.

Для расчета коэффициента теплоотдачи в условиях естественной конвекции обычно используют критериальные уравнения вида

$$Nu = B(Gr, Pr)^n, \quad (12.8)$$

где коэффициент B и показатель степени n зависит от конкретных условий теплообмена.

В частности, для горизонтальной трубы критериальное уравнение при $Re = 5 \dots 1 \cdot 10^3$ имеет вид

$$Nu = 0,5(Gr \cdot Pr)^{0,25} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}, \quad (12.9)$$

где критерии Gr и Pr определяются для температуры среды за пределами пограничного слоя, то есть в ядре потока омывающей жидкости, а $Pr_{ст}$ – для температуры стенки (наружной поверхности трубы). Получив значение критерия Нуссельта, коэффициент теплоотдачи находят по формуле

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}, \quad (12.10)$$

где d – наружный диаметр трубы в метрах, который в данном случае является характерным размером.

13. Теплообмен излучением

Как было отмечено выше, в процессе теплообмена излучением происходит двойное преобразование энергии: превращение части внутренней энергии в энергию излучения (энергию электромагнитного поля) у излучающего тела и превращения энергии излучения, попадающей на тело в его внутреннюю энергию, то есть теплоту.

При теплообмене излучением перенос энергии в пространстве происходит в виде энергии электромагнитного поля, имеющего квантово-волновую структуру. Все природные тела с температурой выше абсолютного нуля излучают и поглощают энергию в виде квантов электромагнитного поля. Волновые свойства электромагнитного поля проявляются в том, что излучение характеризуется длиной волны и частотой колебаний. Интенсивность и характер излучения зависит от термодинамической температуры и оптических свойств тела. При этом, чем выше температура тела, тем больше энергия излучения, поэтому в системе тел с различной температурой при теплообмене излучением перенос теплоты происходит от более нагретых тел к менее нагретым.

Спектр излучения у большинства твердых или жидких тел является сплошным, то есть эти тела излучают энергию во всем диапазоне длин волн. Для чистых металлов и газов характерно селективное (избирательное) излучение, то есть у них спектр излучения линейчатый.

В зависимости от длины волны излучение условно делят на следующие виды: космическое ($\lambda_{и} = 0,05$ пм); γ – излучение ($\lambda_{и} = 0,5 \dots 1$ пм); рентгеновское ($\lambda_{и} = 1$ пм ... 20 нм); ультрафиолетовое ($\lambda_{и} = 20$ нм ... 0,4 мкм); видимое ($\lambda_{и} = 0,4 \dots 0,8$ мкм); инфракрасное ($\lambda_{и} = 0,8$ мкм ... 0,8 мм); и радиоволны ($\lambda_{и} > 1$ мм).

При теплообмене излучением основное количество энергии переносится в диапазоне длин волн $\lambda_{и} = 0,8$ мкм ... 0,8 мм (инфракрасное или тепловое излучение).

Излучение у твердых и жидких тел происходит с их поверхности. Процесс излучения газов является объемным.

Основными количественными характеристиками процесса излучения являются поток излучения и плотность потока излучения.

Поток излучения $Q_{и}$ (Вт) представляет собой энергию излучения, переносимую через какую-либо поверхность в единицу времени.

Поверхностная плотность потока излучения (интегральная) E , Вт/ м²) равна потоку излучения, приходящемуся на единицу площади поверхности F , через которую он проходит.

$$E = \frac{Q_{и}}{F} \quad \text{или} \quad E = \frac{dQ_{и}}{dF} .$$

При теплообмене излучением часть попадающей на поверхность тела лучистой энергии может поглощаться телом (E_A), часть отражаться (E_R), а часть проходить через тело (E_D). По восприятию лучистой энергии тело характеризуется коэффициентами поглощения (A), отражения (R) и пропускания (D), значения которых определяются по формулам:

$$A = \frac{E_A}{E} ; \quad R = \frac{E_R}{E} ; \quad D = \frac{E_D}{E} .$$

Здесь E, E_A, E_R, E_D – соответственно плотность, падающего на поверхность тела, потока излучения, поглощенного, отраженного и пропущенного через тело. При этом $A + R + D = 1$.

Тело, для которого $A = 1$, называют абсолютно черным ; если $R = 1$, такое тело называют зеркальным или абсолютно белым ; если $D = 1$, тело называют абсолютно прозрачным.

В природе абсолютных тел нет, и все тела считаются серыми . Серые тела характеризуются степенью черноты, которая равна отношению плотности потока собственного излучения к плотности потока излучения абсолютно черного тела при той же температуре

$$\varepsilon = \frac{E}{E_0}$$

В соответствии с законом Кирхгофа отношение плотности потока излучения к его коэффициенту поглощения при данной температуре не зависит от природы тела и равно потоку излучения абсолютно черного тела при той же температуре:

$$\frac{E}{A} = E_0$$

Из закона Кирхгофа следует, что степень черноты серого тела равна его коэффициенту поглощения, то есть $\varepsilon = A$.

При расчетах теплообмена излучением в основном используют закон Стефана-Больцмана, закон Кирхгофа и закон Ламберта.

Закон Стефана-Больцмана устанавливает связь между плотностью потока излучения абсолютно черного тела и его температурой. Математическая запись этого закона имеет вид:

$$E_0 = \sigma_0 T^4 \quad \text{или} \quad E_0 = c_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (13.1)$$

где σ_0 – постоянная излучения абсолютно черного тела

$$\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}^4 ;$$

c_0 – коэффициент излучения абсолютно черного тела $c_0 = 5,67 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}^4$

Для серого тела закон Стефана-Больцмана записывается следующим образом:

$$E = \varepsilon \cdot E_0 = c \left(\frac{T}{100} \right)^4 = \varepsilon \cdot c_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4. \quad (13.2)$$

где $c = \varepsilon \cdot c_0$ – коэффициент излучения серого тела;

ε – степень черноты серого тела.

Закон Ламберта устанавливает зависимость интенсивности излучения от его направления по отношению к поверхности излучения.

$$E_\varphi = E_n \cdot \cos \varphi ,$$

где E_φ – плотность потока излучения в направлении, составляющем угол φ по отношению к направлению нормали к излучаемой поверхности;

E_n – плотность потока излучения в направлении нормали к излучаемой поверхности.

Расчеты теплообмена излучением довольно сложны. Аналитические решения получены лишь для некоторых простейших случаев. Обычно плотность потока, передаваемого излучением между двумя поверхностями в прозрачной среде, определяют по формуле

$$E = \varepsilon_{\text{пр}} \cdot c_0 \cdot \varphi \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]. \quad (13.3)$$

где $\varepsilon_{\text{пр}}$ – приведенная степень черноты системы;

φ – коэффициент облученности (угловой коэффициент), зависящий от взаимного расположения поверхностей.

Формулы для расчета $\varepsilon_{\text{пр}}$ и φ для соответствующих систем теплообмена излучением можно найти в специальной литературе.

14. Теплопередача и основы расчета теплообменников

Теплопередачей называют процесс переноса теплоты от одной среды (теплоносителя) к другой через разделяющую стенку.

В то же время следует отметить, что часто термин " теплопередача " используется в более широком толковании, когда под теплопередачей понимают любой процесс теплообмена.

Основное уравнение теплопередачи имеет вид:

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t , \quad (14.1)$$

где Q – тепловой поток, Вт;

K – коэффициент теплопередачи, Вт/м²К ;

F – площадь поверхности теплопередачи, м²;

Δt – температурный напор (разность температур теплоносителей), °С.

Коэффициент теплопередачи характеризует интенсивность процесса теплопередачи и численно равен плотности теплового потока при температурном напоре 1 °С.

Для плоской разделяющей стенки коэффициент теплопередачи рассчитывается по формуле

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} , \quad (14.2)$$

где α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи с одной и другой стороны разделяющей стенки, Вт/м²· К;

δ – толщина стенки, м;

λ – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/м· К.

Для многослойной стенки из n слоев

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_1^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (14.3)$$

где δ_i, λ_i – толщина и коэффициент теплопроводности i -го слоя стенки.

В случае цилиндрической разделяющей стенки пользуются линейным коэффициентом теплопередачи K_l , Вт/м·К, который при многослойной стенке рассчитывается по формуле

$$K_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_1^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (14.4)$$

Здесь d_i и d_{i+1} – внутренний и наружный диаметры i -го слоя стенки.

При использовании линейного коэффициента теплопередачи удельный тепловой поток, приходящийся на 1 м длины, трубы находят по формуле

$$q_l = K_l \cdot \Delta t \cdot \pi, \text{ Вт/м}, \quad (14.5)$$

где Δt – температурный напор (разность температур теплоносителей), °С.

Коэффициент теплопередачи относительно расчетной поверхности в этом случае находят следующим образом:

$$K = \frac{K_l}{d}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \quad (14.6)$$

где d – диаметр расчетной поверхности, м.

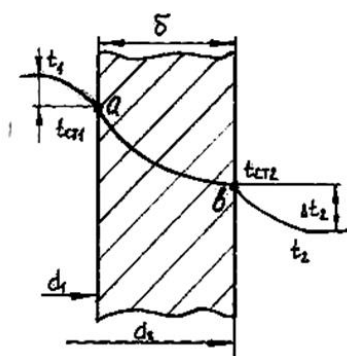


Рис. 14.1. Теплопередача через цилиндрическую стенку

Для передачи теплоты от одного теплоносителя (горячего) другому (холодному) используются теплообменные аппараты – *теплообменники*.

По принципу действия теплообменники делятся на рекуперативные, регенеративные и смесительные.

В рекуперативных теплообменниках перенос теплоты от одного теплоносителя к другому происходит через разделяющую стенку.

В регенеративных теплообменниках холодный и горячий теплоносители поочередно поступают в теплообменный аппарат или его часть. При этом теплообменник выступает как аккумулятор теплоты, который накапливает ее, когда в нем находится горячий теплоноситель и отдает ее холодному теплоносителю, когда он поступает в теплообменник. Типичным примером регенеративных теплообменников являются воздухонагреватели в газотурбинных установках.

В смесительных теплообменниках перенос теплоты от горячего теплоносителя к холодному осуществляется при их непосредственном контакте и смешивании. Примерами таких теплообменников являются смесительные конденсаторы, градирни и т. п.

Наиболее широкое распространение нашли рекуперативные теплообменники, которые классифицируют по назначению, роду теплоносителей, характеру их движения относительно теплопередающей поверхности и по организации движения теплоносителей относительно друг друга.

Расчеты теплообменных аппаратов включают тепловой расчет, гидравлические, компоновочные и прочностные расчеты.

Основной задачей теплового расчета теплообменника при его проектировании является определение площади поверхности теплообмена для заданной тепловой мощности теплообменника (теплого потока, передаваемого через поверхность теплообмена). При проверочных расчетах обычно для заданных конструктивных параметров теплообменника определяется тепловой поток, передаваемый через поверхность теплообмена, или температуры теплоносителей на выходе из теплообменника.

Тепловой расчет теплообменника ведут с использованием уравнения теп-

лового баланса и основного уравнения теплопередачи. Уравнение теплового баланса имеет вид

$$Q_1 = Q_2 + Q_{\text{пот}} , \quad (14.7)$$

где Q_1 – тепловой поток, отдаваемый горячим теплоносителем, кВт;

Q_2 – тепловой поток, воспринимаемый холодным теплоносителем, кВт;

$Q_{\text{пот}}$ – потери теплоты в окружающую среду в единицу времени, кВт.

Учитывая, что величина тепловых потерь мала по сравнению с тепловым потоком, передаваемым через поверхность теплообмена между теплоносителями, часто уравнение теплового баланса используют в виде

$$Q = Q_1 = Q_2$$

Здесь величину Q можно считать тепловой мощностью теплообменника.

Как правило, процесс теплообмена в теплообменнике осуществляется при постоянном давлении. В этом случае количество теплоты, отданное или полученное теплоносителем, может быть найдено по разности энтальпий теплоносителей на входе и выходе из теплообменника и уравнение теплового баланса может быть записано следующим образом:

$$Q = m_1(i_1' - i_1'') = m_2(i_2' - i_2'') , \quad (14.8)$$

где m_1 и m_2 – массовый расход через теплообменник, соответственно, горячего и холодного теплоносителя, кг/с;

i_1' и i_1'' – удельная энтальпия горячего теплоносителя, соответственно, на входе и выходе из теплообменника, кДж/кг;

i_2' и i_2'' – удельная энтальпия холодного теплоносителя, соответственно, на входе и выходе из теплообменника, кДж/кг.

При отсутствии фазовых превращений теплоносителей в теплообменнике уравнение теплового баланса можно записать в виде

$$Q = m_1 c_{p1} (t_1' - t_1'') = m_2 c_{p2} (t_2' - t_2''), \quad (14.9)$$

где c_{p1} и c_{p2} – удельная массовая изобарная теплоемкость, соответственно, горячего и холодного теплоносителя, кДж/кг К;

t_1' и t_1'' – температура горячего теплоносителя, соответственно, на входе и выходе из теплообменника, °С;

t_2' и t_2'' – температура холодного теплоносителя, соответственно, на входе и выходе из теплообменника, °С.

Уравнение теплового баланса обычно используется для определения тепловой мощности теплообменника, либо расхода одного из теплоносителей, либо перепада температур.

Для расчета площади теплопередачи обычно используют основное уравнение теплопередачи

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{cp} \cdot 10^{-3} \quad (14.10)$$

где Q – тепловой поток, передаваемый через поверхность теплообмена (тепловая мощность теплообменника), кВт;

K – коэффициент теплопередачи, Вт/м²К;

F – площадь поверхности теплообмена, м²;

Δt_{cp} – средний температурный напор (усредненная по поверхности теплообменника разность температур горячего и холодного теплоносителя), °С.

Площадь поверхности теплопередачи из уравнения теплопередачи рассчитывается по формуле

$$F = \frac{Q \cdot 10^3}{K \cdot \Delta t_{cp}}. \quad (14.11)$$

Величина расчетного температурного напора зависит от организации движения теплоносителей друг относительно друга и от начальных и конечных температур теплоносителей. На рисунке 14.2. представлены основные схемы движения теплоносителей в теплообменниках.

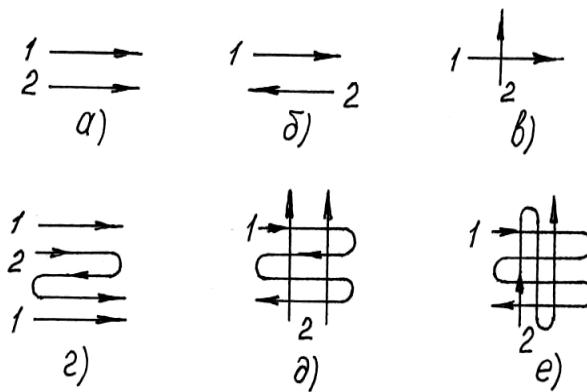


Рис. 14.2. Схемы движения теплоносителей

а – прямоток; б – противоток; в – смешанное движение;

г – перекрест; д, е – сложный перекрест

Для простейших схем движения – прямотока и противотока расчетный температурный напор определяется как среднелогарифмический

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (14.12)$$

где $\Delta t_{\text{б}}$ и $\Delta t_{\text{м}}$ – большее и меньшее значение температурного напора на входе и выходе из теплообменника.

При незначительной разнице $\Delta t_{\text{б}}$ и $\Delta t_{\text{м}}$ – $(\Delta t_{\text{б}}/\Delta t_{\text{м}}) \leq 1,7$ расчетный температурный напор можно определять как среднеарифметический

$$\Delta t_{\text{ср}} = 0,5(\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}).$$

Для того, чтобы избежать ошибки при определении $\Delta t_{\text{б}}$ и $\Delta t_{\text{м}}$, рекомендуется изображать картину изменения температуры теплоносителей вдоль поверхности теплообмена.

Характер изменения температуры теплоносителей вдоль поверхности теплообмена зависит от схемы движения теплоносителей, соотношения теплоемкостей массовых расходов теплоносителей и наличия фазовых превращений теплоносителей в процессе теплообмена (см. рисунки 14.3., 14.4.).

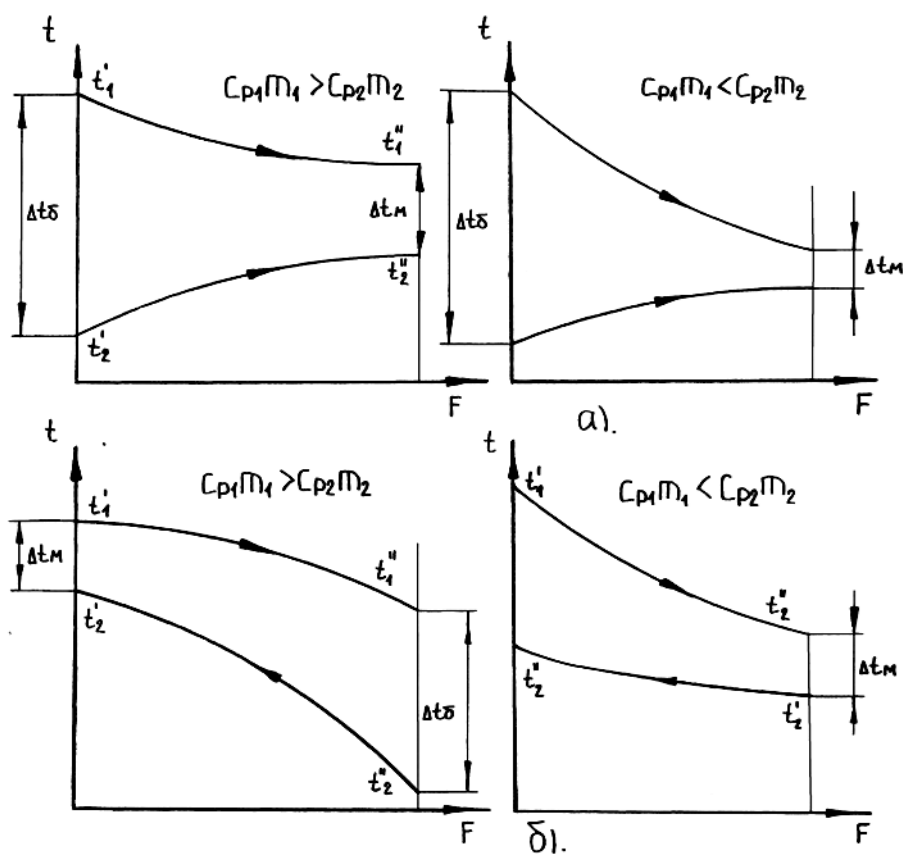


Рис. 14.3. Изменение температуры теплоносителей по поверхности теплообмена при отсутствии фазовых превращений теплоносителей
а) – прямоток; б) – противоток

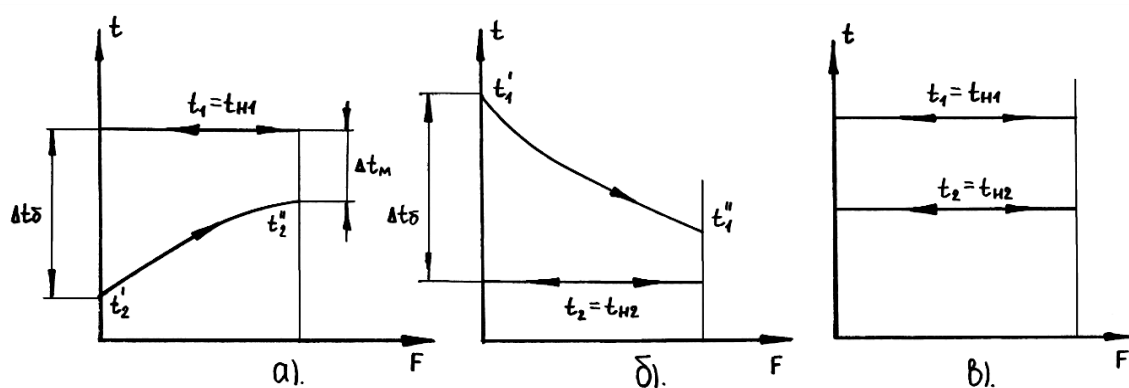


Рис. 14.4. Изменение температуры теплоносителей по поверхности теплообмена при фазовых превращениях теплоносителей:
а) – при конденсации горячего теплоносителя; б) – при испарении холодного теплоносителя; в) – при фазовых превращениях обоих теплоносителей

При сложных схемах движения теплоносителей средний температурный напор определяют, умножая температурный напор, рассчитанный для противотока, на поправочный коэффициент, который находят по номограммам, приводимым в специальной литературе, с учетом схемы движения теплоносителей и перепадов их температур.

Тестовые контрольные вопросы и задания

1. Что такое теплообмен? 2. Назовите три способа переноса теплоты. 3. Что собой представляет теплопроводность? 4. Что такое конвективный теплообмен? 5. Что собой представляет теплообмен излучением? 6. Назовите основные количественные характеристики процессов теплообмена. 7. Что собой представляет тепловой поток? 8. Что такое плотность теплового потока? 9. Что такое температурное поле? 10. Что такое градиент температуры? 11. В чем состоит отличие стационарного и нестационарного температурного поля? 12. Приведите выражение основного закона теплопроводности (закона Фурье). 13. Что собой представляет коэффициент теплопроводности, и какова его размерность? 14. Какой процесс называют теплоотдачей? 15. Приведите выражение закона Ньютона - Рихмана для конвективной теплоотдачи. 16. Что собой представляет коэффициент теплоотдачи, и какова его размерность? 17. Как обычно определяют коэффициент теплоотдачи? 18. Что такое температурный напор при теплоотдаче? 19. Какой сложный процесс теплообмена называют теплопередачей? 20. Приведите основное уравнение теплопередачи. 21. Что называют температурным напором при теплопередаче? 22. Что собой представляет коэффициент теплопередачи, и какова его размерность? 23. Как рассчитывается коэффициент теплопередачи в случае плоской разделяющей стенки? 24. Что собой представляет интегральная плотность потока излучения? 25. Приведите выражение закона Стефана - Больцмана для плотности потока излучения абсолютно черного тела.

ПРОИЗВОДСТВО ТЕПЛОТЫ

В настоящее время большую часть тепловой энергии получают путем сжигания топлива, при этом в основном используются органические ископаемые виды топлив.

15. Топливо и основы сгорания топлив

15.1. Общие сведения о топливе

Под *топливом* понимают горючее вещество, которое экономически целесообразно использовать для получения значительного количества теплоты при его сжигании.

Основными требованиями, предъявляемыми к топливам, являются:

- высокая теплотворная способность;
- сравнительно лёгкая воспламеняемость;
- минимум вредных веществ, выделяемых при сгорании;
- значительные запасы в природе;
- технологичность в добыче и транспортировке и невысокая стоимость.

Топливо классифицируют по агрегатному состоянию, происхождению, а также ряду физико-химических свойств (смотри табл. 15.1).

В состав органического топлива входят как горючие, так и негорючие компоненты. Основными *горючими элементами топлива являются:*

углерод – С ; водород – Н ; сера летучая или горючая, которая включает в себя органическую и колчеданную – $S_{\text{л}} (S_{\text{ор}}+S_{\text{к}})$.

Негорючие компоненты:

кислород – О; азот – N; зола (минеральный остаток) – А; влага – W.

Таблица 15.1 Классификация топлив

Агрегатное состояние	Происхождение	
	природное	искусственное
Газообразное	Природный и попутный газы	Газы генераторный, доменный, светильный, коксовый, биогаз и др.
Жидкое	Нефть	Топочные мазуты, печное бытовое топливо, соляровое масло, дизельное топливо, бензин, керосин, синтетические топлива и др.
Твёрдое	Антрацит, каменные угли, бурый уголь, торф, горючие сланцы, дрова	Кокс, полукокс, брикеты из торфяной и угольной крошки и отходов сельхозпроизводства

Состав топлива при расчетах задаётся массовой долей элементарных компонентов, выраженной в процентах (для газообразных топлив – объёмной долей газов, входящих в газовую смесь).

Для твёрдого и жидкого топлива вводятся понятия *органической, горючей, сухой и рабочей массы*. При этом, обозначая массовые доли компонентов в этих случаях, пользуются соответствующими индексами.

В состав рабочей массы входят все компоненты топлива. В состав сухой массы входят все вещества за исключением влаги. В состав горючей массы кроме горючих компонентов условно включают кислород и азот (так называемый внутренний балласт). В органической массе дополнительно исключается колчеданная сера. Таким образом, состав топлива записывается в следующем виде.

Рабочая масса:

$$C^p + H^p + S_{\text{л}}^p + O^p + N^p + A^p + W^p = 100 \% .$$

Сухая масса:

$$C^c + H^c + S_{\text{л}}^c + O^c + N^c + A^c = 100 \% .$$

Горючая масса:

$$C^r + H^r + S_{\text{л}}^r + O^r + N^r = 100 \% .$$

Органическая масса:

$$C^o + H^o + S^o + O^o + N^o = 100 \% .$$

Зная массовые доли компонентов в рабочей массе, нетрудно пересчитать значения массовых долей компонентов для сухой, горючей и органической массы.

Важнейшими техническими характеристиками топлива являются:

- теплота сгорания;
- температура воспламенения;
- выход летучих веществ;
- содержание золы и влаги (внешний балласт).

Теплота сгорания является важнейшей энергетической характеристикой топлива и представляет собой количество теплоты, выделяющейся при сгорании 1 кг топлива (для газообразного – 1 м³, приведённого к нормальным условиям).

Различают высшую и низшую теплоту сгорания. Низшая теплота сгорания отличается от высшей на величину затрат теплоты на испарение влаги, содержащейся в топливе, и воды, образовавшейся при сгорании топлива (элемента Н).

Средние значения Q_H^P некоторых видов топлива приведены в таблицах 15.2 и 15.3.

Таблица 15.2 - Средние значения теплоты сгорания твердых топлив

Топливо	Теплота сгорания, МДж/кг	Топливо	Теплота сгорания, МДж/кг
Дрова	10...15,5	Каменный уголь	23...31,4
Торф	8,4...12,6	Кокс	23...30,2
Бурый уголь	8,4...18,8	Каменноугольный брикет	26...31,8

Таблица 15.3 - Средние значения теплоты сгорания жидких и газообразных топлив

Жидкое топливо	Теплота сгорания, МДж/кг	Газообразное топливо	Теплота сгорания, МДж/м ³
Бензин	44,0...44,5	Природный газ	33,0...36,0
Дизельное топливо	42,1...42,6	Сжиженный газ	23...30,2
Мазут	39,9...40,7	Биогаз	

Теплоту сгорания находят опытным путём или рассчитывают по формуле Менделеева.

Формула для расчёта низшей теплоты сгорания твёрдого или жидкого топлива имеет вид:

$$Q_{\text{н}}^{\text{p}} = 339C^{\text{p}} + 1030H^{\text{p}} - 109(O^{\text{p}} - S_{\text{л}}^{\text{p}}) - 25W^{\text{p}}, \text{ кДж /кг.} \quad (15.1)$$

Высшая и низшая теплота сгорания связаны соотношением

$$Q_{\text{н}}^{\text{p}} = Q_{\text{в}}^{\text{p}} - 25(9H^{\text{p}} + W^{\text{p}}). \quad (15.2)$$

В этих формулах C^{p} , H^{p} и т. д. – массовые доли соответствующих компонентов в рабочей массе топлива, %.

Низшую теплоту сгорания газообразного топлива рассчитывают для 1 м^3 сухого газа, приведённого к нормальным условиям, по формуле

$$Q_{\text{н}}^{\text{p}} = 358\text{CH}_4 + 638\text{C}_2\text{H}_6 + 913\text{C}_3\text{H}_8 + 108\text{H}_2 + 126\text{CO} + 590\text{C}_2\text{H}_4 + \\ + 234\text{H}_2\text{S}, \text{ кДж /м}^3, \quad (15.3)$$

где CH_4 , C_2H_6 и т. д. – объёмные доли соответствующих компонентов газового топлива, % .

Для сравнения различных видов топлива по энергетической ценности вводится понятие условного топлива.

Под условным топливом понимают топливо, низшая теплота сгорания которого равна 29,35 МДж /кг (29,35 МДж /м³ – для газообразного топлива). Понятие условного топлива введено для сопоставления и приведения различных топлив к одному эквиваленту. (Значение 29,35 МДж/кг или около 7000 ккал/кг соответствует теплоте сгорания каменного угля). Массу любого топлива можно привести к массе условного топлива, умножив её на топливный эквивалент – \mathcal{E}_{mi} . То есть

$$m_{\text{усл}} = m_i \cdot \mathcal{E}_{mi}, \quad \text{где } \mathcal{E}_{mi} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{p}}}{29350}. \quad (15.4)$$

В ряде стран может использоваться другой топливный эквивалент. В частности, международное энергетическое агенство (IEA) приняло за единицу *нефтяной эквивалент*, обычно обозначаемый аббревиатурой **ТОЕ**. Одна тонна нефтяного эквивалента равняется 41,868 ГДж.

15.2. Горение топлива

Горение – сложный быстропротекающий химический процесс окисления горючих компонентов топлива, сопровождающийся интенсивным тепловыделением и появлением пламени. Пламя представляет собой разогретые до свечения продукты сгорания.

При полном сгорании происходит полное окисление горючих компонентов топлива. В результате сгорания органического топлива получаются газообразные негорючие продукты окисления (CO_2 , H_2O , SO_2 и др.) и твёрдый негорючий остаток (зола и шлак).

В качестве окислителя при горении обычно используется кислород воздуха. Процесс горения существенно зависит от агрегатного состояния топлива. Различают гомогенное горение (для газообразного топлива) и гетерогенное горение (для жидкого и твёрдого топлива).

Скорость горения зависит от природы и концентрации реагирующих веществ, температуры и давления. Наибольшее влияние на скорость горения оказывает температура.

В процессе горения можно выделить две фазы: процесс взаимной диффузии окислителя и горючих компонентов топлива (смесеобразование) и собственно фазу окислительных реакций. В зависимости от продолжительности этих фаз различают кинетическое горение (скорость процесса определяется, главным образом, скоростью химических реакций), диффузионное (скорость горения определяется скоростью диффузионных процессов) и смешанное (диффузионно-кинетическое горение).

Для того чтобы топливо загорелось, его смесь с окислителем необходимо

нагреть до определённой температуры. Начало горения может быть осуществлено путём самовоспламенения при сжатии горючей смеси или принудительным воспламенением (от электрической искры, вспомогательного факела или раскалённого предмета).

Поскольку температура кипения жидких топлив ниже температуры воспламенения, их сгорание происходит в паровой (газовой) фазе. При сгорании твёрдых топлив можно выделить такие частично накладывающиеся одна на другую стадии как выход и выгорание летучих веществ, воспламенение и горение твёрдого коксового остатка.

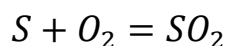
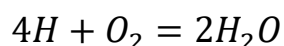
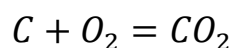
15.3. Основы расчёта процесса сгорания топлива

При расчёте процесса сгорания топлива обычно решают следующие основные задачи:

- определение количества воздуха, необходимого для сгорания топлива;
- определение количества продуктов сгорания;
- определение температуры продуктов сгорания.

Количество воздуха, необходимое для сгорания топлива, рассчитывается на основании стехиометрических уравнений химических реакций окисления компонентов топлива. Обычно пользуются формулами в расчёте на 1 кг жидкого или твёрдого топлива и 1 м³ газообразного.

Химические уравнения окисления горючих компонентов жидкого и твёрдого органического топлива можно записать в виде



Если учесть атомные веса компонентов, участвующих в реакциях, а также массовую долю кислорода в воздухе (23,2%), то получим формулу для определения теоретического количества воздуха, необходимого для сгорания 1 кг топлива

$$m_0 = \frac{8/3 C^p + 8H^p + S^p - O^p}{23,2}, \text{ кг возд./кг топл.}, \quad (15.5)$$

где C^p, H^p, S^p, O^p – массовые доли соответствующих компонентов топлива, %.

Теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 м³ газообразного топлива находится по формуле

$$V_0 = \frac{0,5(CO + H_2) + \sum(n_i + 4m_i)C_{n_i}H_{m_i} - O_2}{21}, \text{ м}^3 \text{ возд. / м}^3 \text{ топл.}, \quad (15.6)$$

где $CO, H_2, C_{n_i}H_{m_i}, O_2$ – объёмные доли соответствующих компонентов топлива, %.

Обычно для обеспечения полного сгорания топлива количество подаваемого воздуха превышает количество, теоретически необходимое для сгорания этого топлива. Состав горючей смеси в этом случае оценивают коэффициентом избытка воздуха.

Коэффициентом избытка воздуха называют отношение действительного количества воздуха в горючей смеси к теоретически необходимому для полного сгорания топлива, находящегося в смеси. То есть:

$$\alpha = \frac{m}{m_0} = \frac{V}{V_0}, \quad (15.7)$$

где m и V – действительное количество воздуха (по массе и по объёму);

m_0 и V_0 – теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания топлива.

Значение коэффициента избытка воздуха зависит от вида топлива и способа его сжигания. Обычно его значение колеблется в пределах

$$\alpha = 1,05 \dots 1,5.$$

Количество продуктов сгорания топлива по массе равно сумме массы воздуха, подаваемого для сгорания и массы топлива. Для жидких и твёрдых

топлив приведённый к нормальным условиям объём продуктов сгорания обычно на 15-20% превышает приведённый объём воздуха, подаваемого для сгорания. То есть $V_{\Gamma} = (1,15 \dots 1,25) \cdot V_0$. Это объясняется тем, что в процессе сгорания изменяется химический состав и количество молей системы. Изменение количества молей при сгорании учитывают коэффициентом молекулярного изменения горючей смеси. Значение коэффициента молекулярного изменения, количества киломолей продуктов сгорания и их объёма в расчёте на 1 кг топлива (1 м^3 – для газообразного) можно рассчитать на основе стехиометрических уравнений химических реакций окисления компонентов топлива. При этом, с целью дальнейшего определения теплоёмкости продуктов сгорания и расчёта их температуры отдельно определяют количество киломолей и объём сухих трёхатомных газов, двухатомных и водяного пара.

Температуру продуктов сгорания определяют из уравнения теплового баланса в расчёте на 1 кг (1 м^3) сгораемого топлива:

$$Q_{\text{H}}^{\text{p}} \frac{100 - q_{\text{x}} - q_{\text{m}}}{100} + i_{\Gamma} + \alpha \cdot m_0 \cdot i_{\text{B}} = V_{\Gamma} c'_{\Gamma} t_{\Gamma}, \quad (15.8)$$

где Q_{H}^{p} – низшая теплота сгорания топлива, кДж /кг ;

q_{x} – химическая неполнота сгорания топлива, %;

q_{m} – механическая неполнота сгорания топлива, %;

i_{Γ} , i_{B} – удельная энтальпия поступающего топлива и воздуха,

кДж /кг;

α – коэффициент избытка воздуха;

m_0 – теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива, кг возд. /кг топл.;

V_{Γ} – объём продуктов сгорания, приведённый к нормальным условиям, м^3 ;

c'_{Γ} – объёмная изобарная теплоёмкость, кДж / м^3 К;

t_{Γ} – температура газов, $^{\circ}\text{C}$.

Тестовые контрольные вопросы и задания

1. Что такое топливо? Перечислите основные требования, предъявляемые к топливу. 2. Назовите основные технические характеристики топлива. 3. Приведите классификацию топлив. 4. Что такое теплота сгорания топлива, и каковы единицы ее измерения? 5. В чем состоит отличие высшей и низшей теплоты сгорания топлива? 6. Назовите основные компоненты органических топлив с разделением их на горючие и негорючие. 7. Каким образом задается состав твердого, жидкого и газообразного топлива? 8. Каким образом рассчитывается теоретическое количество воздуха, необходимого для полного сгорания топлива. 9. Что такое коэффициент избытка воздуха и в каких пределах он выбирается при организации процесса сгорания топлива. 10. Приведите уравнение теплового баланса для расчета температуры продуктов сгорания.

16. Теплогенерирующие установки

16.1. Общие сведения о теплогенерирующих установках

Под теплогенерирующей установкой понимают устройство для производства тепловой энергии. Чаще всего в теплогенерирующих установках для получения теплоты используется химическая энергия сжигаемого топлива.

Существует довольно большое количество теплогенерирующих установок, которые можно классифицировать по виду теплоносителя (вода, пар, воздух), по конструкции, по назначению и некоторым другим признакам. Краткие сведения о теплогенерирующих установках, применяемых на предприятиях переработки сельскохозяйственной продукции и в пищевых технологиях, приведены в разделе 1.

Среди большого разнообразия теплогенерирующих установок одними из основных являются котельные установки.

16.2. Котельные установки

Котельная установка представляет собой комплекс устройств и агрегатов, предназначенный для получения пара или горячей воды за счёт сжигания топлива или использования посторонних источников (котлы-утилизаторы).

Котельная установка состоит из **котельного агрегата** и **вспомогательного оборудования**. Вспомогательное оборудование служит для подготовки и подачи топлива, воды и воздуха, удаления и очистки дымовых газов, удаления золы и шлака при сжигании твёрдого топлива.

Принципиальная схема котельного агрегата приведена на рисунке 16.1.

Котельный агрегат или **котёл** является главной составной частью котельной установки и представляет собой комплекс устройств для получения пара или горячей воды. Он состоит обычно из топки, предназначенной для сжигания топлива и образования высокотемпературных продуктов сгорания, собственно котла, представляющего ёмкость для воды с развитой тепловоспринимающей поверхностью, водяного экономайзера, воздухоподогревателя, каркаса, обмуровки, обшивки, арматуры, а также приборов контроля и автоматики.

Водяной экономайзер представляет собой рекуперативный теплообменник, который используется для подогрева питательной воды. Применение экономайзера, как и воздухоподогревателя, позволяет более полно использовать теплоту уходящих газов и повысить КПД котельной установки.

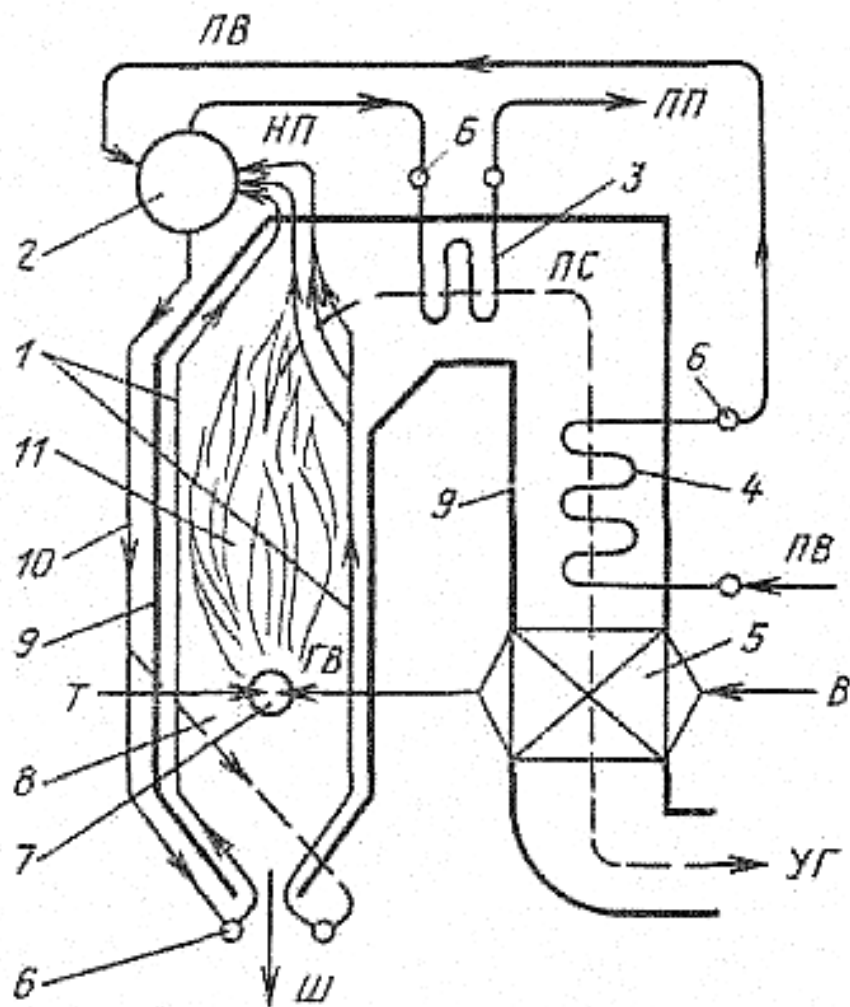


Рис 16.1. Схема вертикально-водотрубного барабанного парового котла с естественной циркуляцией:

ПВ – подача питательной воды; НП – линия насыщенного пара; ПП – отвод перегретого пара; Т – подача топлива к горелке; В – подвод воздуха к воздухоподогревателю; ГВ – горячий воздух; ПС – УГ – тракт продуктов сгорания и уходящих газов; Ш – шлак; 1 – экранные трубы; 2 – барабан; 3 - пароперегреватель; 4 – водяной экономайзер; 5 – воздухоподогреватель; 6 - коллекторы; 7 – горелка; 8 – топка; 9 – контур (стена) топки и газоходов; 10 – опускная труба; 11 – теплоизлучающий факел.

В зависимости от вырабатываемого теплоносителя котлы делят на паровые и водогрейные.

Паровые котлы подразделяют в зависимости от номинального давления

пара на котлы низкого давления (до 1 МПа), среднего (1...10 МПа), высокого (10...22,5) и сверхкритического давления (выше 22,5 МПа).

По назначению различают следующие виды котельных установок: энергетические, предназначенные для обслуживания тепловых электростанций; отопительно-производственные – для теплоснабжения предприятий; отопительные – для обеспечения теплотой систем отопления и горячего водоснабжения потребителей.

16.3. Основные характеристики котлов

Важнейшими характеристиками водогрейных котлов являются тепловая мощность (кВт, МВт), рабочая температура горячей воды ($^{\circ}\text{C}$) и расчётное давление в котле (кПа, МПа), а для паровых – паропроизводительность (кг /ч, т /ч), рабочее давление (кПа, МПа) и температура пара ($^{\circ}\text{C}$).

Важнейшей характеристикой котла является его коэффициент полезного действия. Различают коэффициент полезного действия (КПД) котла брутто и КПД котла нетто. КПД котла брутто численно равен доле полезно используемой в котельном агрегате, то есть $\eta_{\text{к}}^{\text{бр}} = q_{\text{пи}}$. КПД котла нетто учитывает затраты энергии на собственные нужды (затраты на привод насосов, вентиляторов и дымососов, что составляет около 5% полезно используемой теплоты). Таким образом, $\eta_{\text{к}}^{\text{н}} = 0,94 \dots 0,96\eta_{\text{к}}^{\text{бр}}$.

КПД котла определяется его тепловым балансом. Тепловой баланс котельного агрегата представляет собой равенство количества теплоты, вносимой в котельный агрегат, (располагаемой теплоты) и теплоты, затрачиваемой на производство пара или горячей воды с учётом потерь.

Тепловой баланс обычно записывают в виде уравнения теплового баланса в расчёте на 1кг твёрдого или жидкого топлива и на 1 м³ газообразного топлива, приведённого к нормальным условиям. В общем случае уравнение теплового баланса имеет вид:

$$Q_p = Q_{\text{пн}} + Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5$$

или

$$100\% = q_{\text{пн}} + q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 .$$

При второй форме записи составляющие уравнения теплового представ-
ляют собой выраженные в процентах относительные величины (частные от де-
ления на Q_p).

В представленных выражениях обозначены:

Q_p – располагаемая теплота, кДж /кг ;

Q_p – полезно используемая теплота, кДж /кг ;

Q_1 – потери теплоты с уходящими газами, кДж /кг ($q_1 = 6 \dots 15\%$);

Q_2 – потери теплоты от химической неполноты сгорания,
кДж /кг ($q_2 = 0 \dots 2\%$);

Q_3 – потери теплоты от механической неполноты сгорания, кДж/кг ($q_3 =$
 $1 \dots 12\%$);

Q_4 – потери теплоты в окружающую среду, кДж /кг ($q_4 = 3 \dots 5\%$);

Q_5 – потери теплоты с удаляемыми шлаками, кДж/кг ($q_5 = 1 \dots 5\%$).

Для жидких и газообразных топлив составляющие Q_3 и Q_5 (q_3 и q_5) при-
нимаются равными нулю.

Располагаемая теплота состоит из низшей теплоты сгорания топлива, эн-
тальпии топлива и воздуха, поступающих в котельный агрегат, и энтальпии ду-
тьевого пара (при использовании его для распыливания жидкого топлива). По-
скольку низшая теплота сгорания топлива значительно превышает прочие со-
ставляющие располагаемой теплоты, обычно принимают $Q_p \approx Q$ лота состоит из
теплоты, полученной теплоносителем (водой и паром) в водяном экономайзере,
котле и пароперегревателе.

16.4. Прочие теплогенерирующие устройства, используемые на предприятиях переработки

На предприятиях переработки пищевых отраслей применяется тепловое оборудование, использующее электрические теплогенерирующие устройства, оборудование, в котором источником теплоты являются теплоносители (вода или водяной пар), производимые котельными установками, а также оборудование с непосредственным генерированием теплоты за счет сжигания топлива. В числе такого оборудования можно назвать варочные котлы, газовые плиты печи различного назначения и др. В некоторых случаях могут использоваться теплогенераторы и газовые горелки инфракрасного излучения. В качестве топлива чаще всего используется природный газ, реже жидкое или твердое топливо.

Для эффективного сжигания топлива используются различного рода горелки и топочные устройства.

Процесс горения газа происходит при образовании газозвдушной смеси с концентрацией в пределах воспламенения. Газозвдушная смесь может образовываться в результате смешивания вытекающего из горелки газа с окружающим горелку воздухом. Такой воздух называют вторичным, горение в таком случае называют диффузионным, а горелки – диффузионными.

Горение называют кинетическим, когда из горелки вытекает газозвдушная смесь, предварительно приготовленная, либо образованная в самой горелке, которая содержит воздух частично или полностью обеспечивающий окисление горючих компонентов топлива. Такие горелки называют кинетическими, а воздух, входящий в состав предварительно приготовленной газозвдушной смеси, называют первичным.

Для сжигания жидкого топлива используются жидкотопливные форсунки и испарительные горелки. Сгорание жидкого топлива происходит в газовой фазе, поэтому оно предварительно распыливается и испаряется. Если устройство для сжигания топлива обеспечивает только распыливание топлива, то такие устройства называют форсунками. При их использовании происходит диффузионное горение, то есть для образования горючей смеси используется вторичный воздух, и такие форсунки называют диффузионными.

Если горелка обеспечивает не только распыливание топлива, но и образование смеси паров топлива с воздухом, то есть при смесеобразовании используется как первичный, так и вторичный воздух, то горение будет кинетическим, и такие горелки называются жидкотопливными кинетическими горелками.

Диффузионные форсунки в зависимости от способа распыливания топлива делятся на механические, паровые и воздушные. Практическое применение нашли в основном механические электрифицированные форсунки, в которых распыливание осуществляется с помощью вращающейся турбинки, конуса, диска или какого-либо другого рабочего органа.

Сгорание топлива осуществляется, как правило, в топочной камере или топке агрегата (аппарата), форма и размеры которой определяются видом и назначением оборудования. При этом в зависимости от вида топки подбирается соответствующий тип горения и горелок. Одним из основных показателей топки является удельное тепловое напряжение топочного объема T_V (Вт/м³), представляющего собой отношение количества теплоты, выделяющейся в единицу времени при сгорании топлива, к объему топочной камеры.

Кинетические жидкотопливные горелки обеспечивают качественное короткофакельное сгорание топлива в малых топочных камерах и используются в тепловом оборудовании с косвенным обогревом стенок рабочей камеры.

В тепловых аппаратах с топками большого объема и непосредственным обогревом стенок рабочей камеры топочными газами используются диффузионные форсунки, поскольку формируют длинный и сравнительно низкотемпературный факел пламени.

Испарительные инжекционные жидкотопливные горелки, которые имеют инжектор смеситель и насадку с огневыми отверстиями, эффективно работают в малых топках с большим тепловым напряжением топочного объема, что позволяет создавать автономные тепловые аппараты, работающие на жидком топливе. В качестве источника такого теплоносителя как нагретый воздух могут использоваться теплогенераторы.

Теплогенератор, как правило, представляет собой полностью автоматизированную установку для нагрева воздуха продуктами сгорания топлива в реку-

перативном теплообменнике. Теплогенераторы применяются для нагрева агента сушки в сушильных установках, для активного вентилирования нагретым воздухом зерна, а также для воздушного отопления и вентиляции производственных помещений при отсутствии централизованного теплоснабжения. В качестве топлива в теплогенераторах может использоваться природный газ, керосин, дизельное и печное бытовое топливо.

Теплогенератор имеет цилиндрический корпус из жаростойкой нержавеющей стали. Внутри корпуса располагается теплообменник с камерой сгорания и главный вентилятор с электродвигателем. Теплогенератор оборудуется системой топливоподачи, устройствами автоматики и безопасности.

Для отопления и создания зон микроклимата в производственных помещениях могут использоваться газовые горелки инфракрасного излучения.

Газовые горелки инфракрасного излучения представляют собой отопительные приборы для беспламенного сжигания газа. В этих приборах обеспечивается смесеобразование и сгорание таким образом, что сгорание происходит на поверхности керамического блока с образованием ровного короткофакельного пламени. При этом практически отсутствуют продукты неполного сгорания, а температура наружной поверхности керамического блока достигает $800...900^{\circ}\text{C}$. Особенностью этих горелок является то, что большая часть теплоты, выделяющейся при сгорании топлива (около 60%), поступает в виде инфракрасного излучения. Одним из преимуществ отопления с применением горелок инфракрасного излучения является малая тепловая инерция, что позволяет пользоваться ими периодически по мере необходимости.

Тестовые контрольные вопросы и задания

1. Назовите основные теплогенерирующие установки, применяемые на перерабатывающих предприятиях и предприятиях пищевой отрасли? 2. Назовите основные элементы котельной установки с указанием их назначения. 3. Дайте классификацию котельных агрегатов. 4. Назовите основные технические харак-

теристики водогрейных и паровых котлов. 5. Приведите уравнение теплового баланса котельного агрегата. 6. Как рассчитывается КПД котла брутто и КПД котла нетто. 7. Какие типы горелок используются для сжигания газообразного и жидкого топлива? 8. Что собой представляет удельно тепловое напряжение топочного объема? 9. Что собой представляет теплогенератор, и для чего он используется? 10. Что собой представляют собой газовые горелки инфракрасного излучения, и какова их основная особенность?

ОТОПЛЕНИЕ, ГОРЯЧЕЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЯ

17. Отопление

17.1. Общие сведения о системах отопления

Затраты теплоты на отопление составляют основную долю расходов тепловой энергии на коммунально-бытовые нужды. Для обогрева зданий применяются системы водяного, парового, панельно-лучистого, воздушного и печного отопления, а также отопление с помощью газовых отопительных приборов.

К системам отопления предъявляются следующие основные требования:

- возможность регулирования и поддержание требуемого теплового режима в помещениях при колебаниях температуры наружного воздуха;
- надёжность;
- обеспечение санитарно-гигиенических норм в отапливаемых помещениях;
- экономичность;
- пожаробезопасность.

Выбор системы отопления производится на основании анализа того, в какой мере система отвечает перечисленным выше требованиям.

Водяное отопление рекомендуется в помещениях с длительным пребыванием людей, где требуется стабильная температура воздуха в течение суток (для детских и лечебных учреждений, жилых домов, гостиниц, общежитий, учебных заведений, бань, прачечных, административных и производственных помещений).

Паровое отопление технически оправдано в случаях, когда пар вырабатывается для технологических целей. Одним из ограничений для применения парового отопления является повышенный уровень шума, создаваемый при движении пара в системе отопления. Паровое отопление используют в производственных помещениях, банях, прачечных, ремонтных мастерских и вспомогательных помещениях различных предприятий.

Панельно-лучистое отопление обеспечивает поддержание равномерной

температуры воздуха по высоте помещения и может использоваться в помещениях и зданиях любого назначения. Недостатком такой системы отопления является низкая ремонтпригодность.

Систему воздушного отопления используют в основном для обогрева помещений большого объёма (спортивных залов, клубов, магазинов, вокзалов), а также помещений с определёнными условиями микроклимата, в которых отопление совмещается с вентиляцией (животноводческие и птицеводческие фермы и комплексы, овоще- и фруктохранилища и т. д.).

Ограничением в применении воздушного отопления является трудность регулировки температуры в отдельных помещениях отапливаемых зданий.

Для отопления производственных помещений с успехом могут использоваться **газовые горелки инфракрасного излучения**. Такое отопление обладает малой тепловой инерцией, что позволяет использовать горелки периодически по мере необходимости. Их применение позволяет также достаточно просто создавать в помещении локальные зоны микроклимата по температурному режиму.

Печное отопление чаще всего применяют в индивидуальных домах и изредка в конторских и общественных помещениях. Печное отопление не обеспечивает стабильность температурного режима в течение суток, ухудшает гигиенические условия в помещении, имеет низкую экономичность и повышенную пожароопасность.

По совокупности качеств **наибольшее распространение получили системы водяного отопления**. Во многих случаях система водяного отопления совмещается с системой горячего водоснабжения.

17.2. Системы водяного отопления

Системы водяного отопления классифицируются по ряду признаков.

По способу циркуляции воды различают системы **с естественной и принудительной циркуляцией**. В первом случае циркуляция воды в системе происходит за счёт разности плотности горячей и охлаждённой воды. Во втором случае циркуляция воды обеспечивается насосами.

В зависимости от схемы присоединения нагревательных приборов к подводящим и отводящим трубопроводам системы водяного отопления подразделяют на *однотрубные и двухтрубные*. В двухтрубных системах существуют подающая и обратная магистрали, и к каждому нагревательному прибору горячая вода подводится от подводящей магистрали, а охлаждённая вода отводится в обратную магистраль.

По способу подачи теплоносителя водяные системы теплоснабжения подразделяются на закрытые и открытые. В закрытых системах теплоноситель не отбирается из сети, а в открытых отбирается для горячего водоснабжения и технологические нужды.

В открытых системах можно применять однотрубные схемы с низкопотенциальными тепловыми ресурсами; они имеют более высокую долговечность оборудования вводов к потребителям. К недостаткам открытых водяных систем относится необходимость увеличения мощности водоподготовительных установок, нестабильность санитарных показателей воды и усложнение контроля герметичности системы.

По способу прокладки магистральных трубопроводов системы отопления бывают *с нижней и верхней разводкой* (магистрали располагаются соответственно ниже и выше отопительных приборов).

По способу присоединения нагревательных приборов к трубам и расположению их в помещениях здания системы делят на *вертикальные* (с вертикальными стояками) и *горизонтальные* (в зданиях большой протяжённости).

В зависимости от направления движения воды в подающей и обратной магистрали различают *тупиковые системы и системы с попутным движением*.

В зависимости от способа теплоснабжения различают *индивидуальное теплоснабжение* (для каждого здания предусмотрена своя котельная) и *централизованное теплоснабжение* (от центральной котельной или ТЭЦ).

В последнее время все большее применение получают системы индивидуального теплоснабжения. При этом снижаются потери теплоты в теплосетях, создаётся возможность в большей степени обеспечить необходимый отдельным

потребителям тепловой режим, и в целом повышается надёжность теплоснабжения. Развитию систем индивидуального теплоснабжения способствует также появление высокоэкономичных котельных агрегатов небольшой мощности, способных работать в автоматизированном режиме.

Ниже приведены примеры схем водяного отопления.

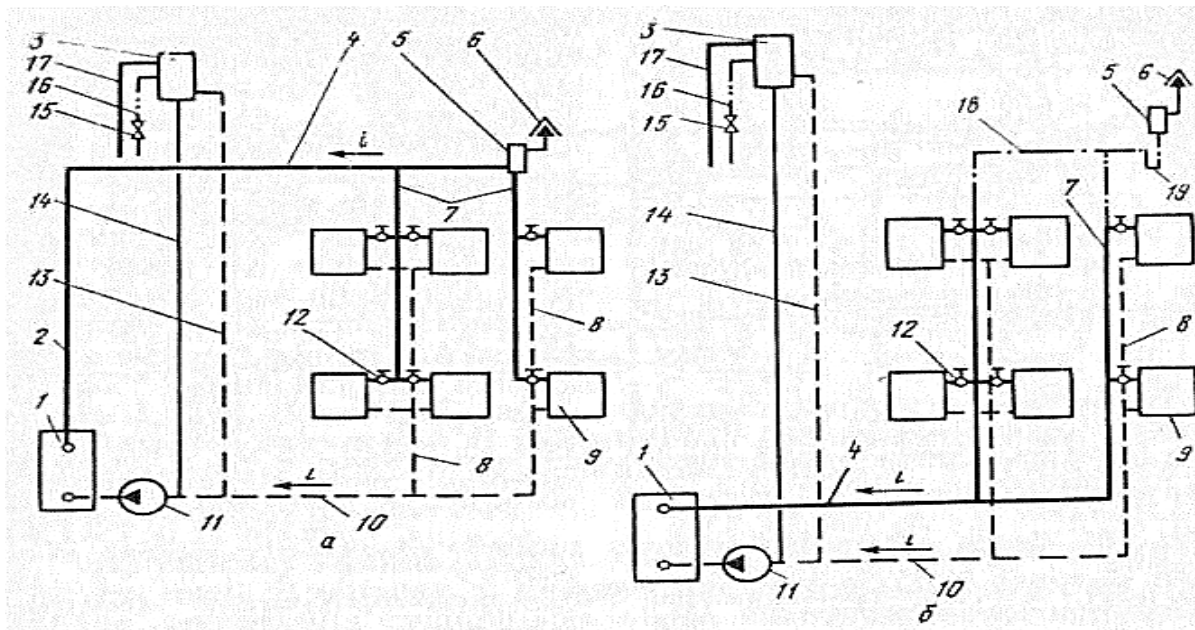


Рис. 17.1. Схемы двухтрубной системы отопления с искусственной циркуляцией:

а – с верхней разводкой; б – с нижней разводкой; 1 – источник теплоты; 2 – главный стояк; 3 – расширительный бак; 4 – подающая магистраль; 5 – воздухоотборник; 6 – воздушный кран; 7 – подающий стояк; 8 – обратный стояк; 9 – отопительный прибор; 10 – обратная магистраль; 11 – циркуляционный насос; 12 – регулирующий кран; 13 – циркуляционная труба; 14 – соединительная труба; 15 – вентиль; 16 – сигнальная трубка; 17 – переливная трубка; 18 – воздушная линия; 19 – воздушный затвор

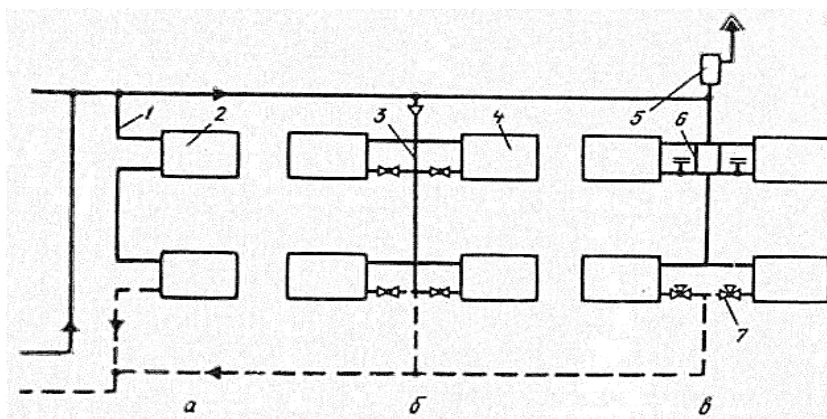


Рис. 17.2. Схема однотрубной системы водяного отопления с верхней разводкой:

1 – стояк; 2 и 4 – отопительные приборы; 3 и 6 – замыкающие участки;
5 – воздухоотборник 7 – трёхходовой кран

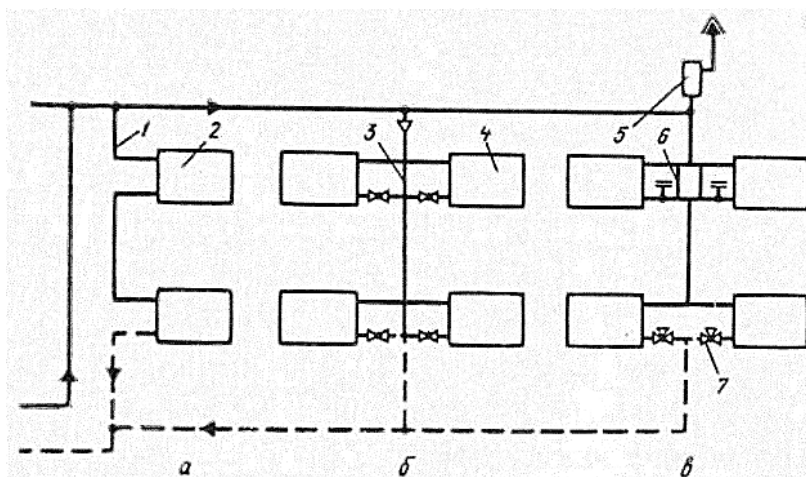


Рис. 17.3. Схема горизонтальной однотрубной системы отопления:

а – с замыкающими участками; б – проточная; 1 – стояк; 2 - нагревательные приборы; 3 – регулирующий кран; 4 – выпуск воздуха

Для присоединения системы отопления здания к тепловой сети с перегретой водой при централизованном теплоснабжении используют тепловые пункты. С их помощью снижают температуру воды, поступающей из тепловой сети в систему отопления, и обеспечивают необходимое для циркуляции воды давление. Ниже приведена схема теплового пункта с элеватором.

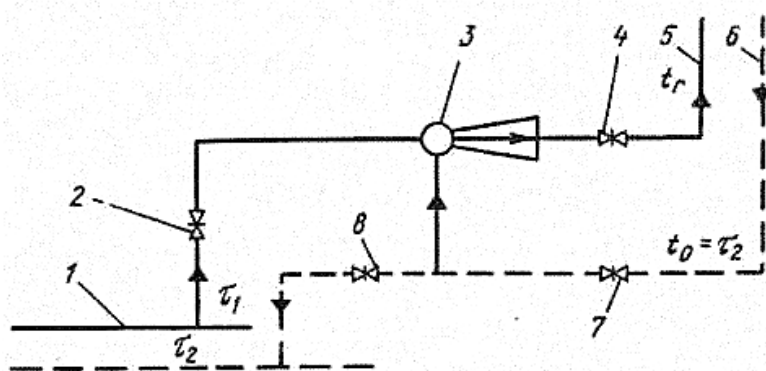


Рис. 17.4. Схема теплового пункта:

1 – горячая вода тепловой сети; 2, 4, 7, 8 – задвижки; 3 – элеватор;
5 – горячая вода в систему отопления; 6 – обратная вода из системы отопления

Важным элементом систем отопления являются отопительные приборы. Отопительные приборы должны иметь высокий коэффициент теплоотдачи, быть компактными и отвечать необходимым санитарно-гигиеническим требованиям.

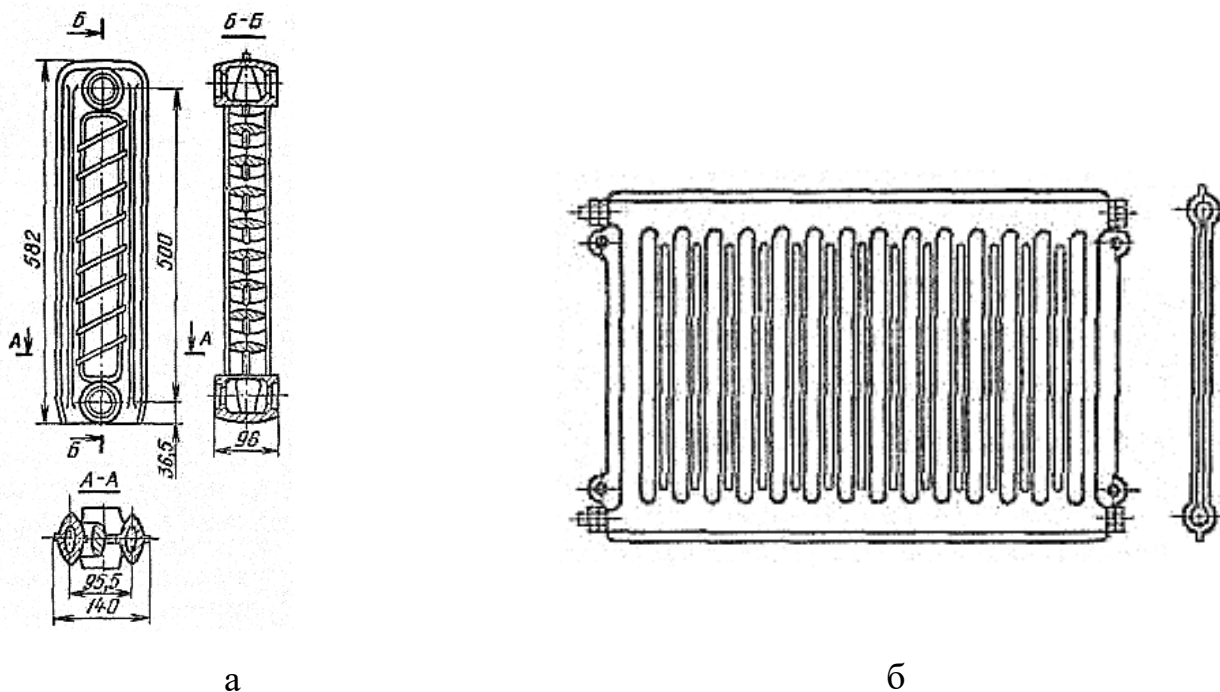


Рис. 17.5. Отопительные радиаторы:

а – чугунные; б – стальные штампованные

В системах водяного отопления применяются следующие нагревательные приборы: ребристые трубы, радиаторы, приборы из гладких труб (змеевики и регистры), конвекторы и отопительные панели.

Наиболее простыми отопительными приборами являются чугунные ребристые трубы. Промышленность выпускает различные чугунные и штампованные стальные радиаторы.

Благодаря наличию рёбер повышается теплоотдача, но при этом снижаются санитарно-гигиенические качества прибора, так как между рёбрами скапливается трудноудаляемая пыль. Радиаторы являются наиболее распространёнными отопительными приборами в жилых, административных и коммунально-бытовых помещениях.

Нагревательные приборы из гладких труб – змеевики и регистры – чаще применяют в запыленных помещениях.

Для отопления коммунально-бытовых зданий в последнее время достаточно широко применяют конвекторы, которые состоят из стальной или чугунной трубы диаметром 15...20 мм с оребрением из стальной ленты.

17.3. Проектирование систем отопления

Основными задачами при проектировании систем отопления являются:

- выбор типа системы отопления;
- определение тепловой мощности системы;
- выбор типа отопительных приборов и расчет их количества;
- выбор источника теплоснабжения.

Выбор системы отопления производится с учетом типа и назначения отапливаемого объекта, того, в какой степени та или иная система отопления позволяет обеспечить требуемый тепловой режим и санитарно-гигиенические нормы в отапливаемых помещениях, а также экономических, климатических и ряда других факторов.

СНиП дают рекомендации по выбору систем отопления в зависимости от вида помещения (таблица 17.1).

Таблица 17.1. Рекомендации по выбору системы отопления и отопительных приборов

Помещения	Система отопления, отопительные приборы, предельная температура теплоносителя или теплоотдающей поверхности
1. Жилые, общественные и административно-бытовые	<p>Водяная с радиаторами, панелями и конвекторами при температуре теплоносителя для систем: 95⁰С – двухтрубных и 105⁰С – одноконтурных.</p> <p>Водяная с нагревательными элементами, встроенными в наружные стены, перекрытия и полы (в соответствии с п. 3.16 [8]).</p> <p>Водяная местная (квартирная) с радиаторами и ли конвекторами при температуре теплоносителя 95⁰С.</p>
2. Детские дошкольные учреждения	<p>Водяная с радиаторами, панелями и конвекторами при температуре теплоносителя 95⁰С.</p> <p>Водяная с нагревательными элементами, встроенными в наружные стены, перекрытия и полы</p>
3. Предприятия общественного питания (кроме ресторанов)	<p>Водяная с радиаторами, панелями, конвекторами и гладкими трубами при температуре теплоносителя 150⁰С.</p> <p>Водяная с нагревательными элементами и стояками, встроенными в наружные стены, перекрытия и полы (в соответствии с п. 3.16 [8]).</p>
4. Залы зрительные и рестораны	Водяная с радиаторами, панелями, конвекторами и гладкими трубами при температуре теплоносителя 115 ⁰ С.
5. Производственные, сельскохозяйственного назначения	Водяная и паровая (в соответствии с пп.3.9, 3.19 [8]) при температуре теплоносителя: воды 150 ⁰ С, пара 130 ⁰ С.

Уравнение теплового баланса здания для определения тепловой мощности системы отопления имеет вид:

$$\Phi_0 = \Phi_{\text{ТП}} - \Phi_{\text{ТВ}}, \quad (17.1)$$

где Φ_0 – мощность системы отопления, Вт;

$\Phi_{\text{ТП}}$ – суммарные тепловые потери здания, Вт;

$\Phi_{\text{ТВ}}$ – тепловыделения в помещении, Вт.

Потери теплоты помещением складываются из основных потерь теплоты через все наружные ограждения и добавочных потерь. Они определяются путем суммирования потерь теплоты через отдельные ограждающие конструкции с округлением до 10 Вт. Основные и добавочные потери теплоты через ограждающую конструкцию находят по формуле

$$\Phi = \frac{F}{R_0} (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) (1 + \sum \beta_i) \cdot n, \quad (17.2)$$

где R_0 – сопротивление теплопередаче ограждающей конструкции, $\text{м}^2\text{К/Вт}$;

F – площадь поверхности ограждения, м^2 ;

$t_{\text{в}}$ и $t_{\text{н}}$ – расчетные температуры внутреннего и наружного воздуха, $^{\circ}\text{C}$;

β_i – добавочные потери теплоты в долях от основных потерь;

n – коэффициент, зависящий от положения наружного ограждения по отношению к наружному воздуху.

Сопротивление теплопередаче ограждающей конструкции следует определять по СНиП II-3 – 79 (кроме полов на грунте). Для каждого ограждения в общем случае оно может быть найдено по формуле

$$R_0 = R_{\text{в}} + \sum_{i=1}^m \frac{\delta_i}{\lambda_i} + R_{\text{вп}} + R_{\text{н}}, \text{ м}^2\text{К/Вт}, \quad (17.3)$$

где R_B – сопротивление теплоотдаче от воздуха помещения к внутренней поверхности ограждения;

δ_i – толщина слоя ограждающей конструкции, м.

λ_i – теплопроводность материала соответствующего слоя ограждения, Вт/мК;

m – число слоев ограждения.

$R_{вп}$ – термическое сопротивление замкнутой воздушной прослойки (при наличии таковой в ограждении);

R_n – сопротивление теплоотдаче от наружной поверхности ограждения наружному воздуху.

При этом коэффициенты теплоотдачи соответственно с внутренней и наружной поверхности ограждения определяют по соответствующим нормам – СНиП II-3 – 79.

Добавочные потери теплоты через ограждающие конструкции принимают по СНиП 2.04.05 – 91 в долях от основных потерь.

При определении тепловой мощности системы отопления учитывается также расход теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха $\Phi_{и}$, Вт, который определяется в соответствии со СНиП 2.04.05 – 91.

При отсутствии необходимых данных добавочные теплотери на нагрев инфильтрующегося воздуха принимают равными 30% от основных потерь теплоты через все ограждения.

Теплопоступления в помещении создаются установленным в помещении рабочим оборудованием, приборами освещения, а также тепловыделениями от людей. Величина теплопритоков определяется с учетом типа, мощности и загрузки оборудования, физической нагрузки людей и температуры воздуха в помещении.

При отсутствии достаточных проектных данных для выбора источника теплоснабжения и проектирования тепловых сетей расчет тепловой мощности потребителей теплоты можно вести по укрупненным показателям расхода теп-

лоты и теплоносителя. В зависимости от исходных данных тепловую мощность потребителя определяют по различным формулам [2, 3].

Тепловая мощность системы отопления жилого здания Φ_0 , Вт, может быть найдена по формулам

$$\Phi_0 = q_0 V (t_B - t_H) a \quad (17.4)$$

или

$$\Phi_0 = \varphi_0 F, \quad (17.5)$$

где q_0 – удельная отопительная характеристика, Вт/м³ К;

V – строительный объем сооружения по наружному обмеру, м³;

t_B и t_H – расчетные температуры внутреннего и наружного воздуха, °С;

a – поправочный коэффициент, который учитывает влияние температуры наружного воздуха;

φ_0 – укрупненный показатель, отнесенный к единице жилой площади (табл. 4.2), Вт/м²;

F – жилая площадь, м².

Значения удельных отопительных характеристик и укрупненных показателей приводятся в таблицах [1,3].

Тепловые мощности систем отопления и вентиляции Φ_0 общественных, вспомогательных и производственных сооружений вычисляют по формулам

$$\Phi_0 = q_0 V (t_B - t_H), \quad (17.6)$$

где q_0 – удельная отопительная характеристика, Вт/м³ К;

V – строительный объем сооружения по наружному обмеру, м³;

t_B и t_H – расчетные температуры внутреннего и наружного воздуха при проектировании отопления, °С;

Удельные тепловые характеристики зданий различного назначения также можно найти в справочных таблицах [3].

Требуемую площадь поверхности нагрева (m^2) приборов ориентировочно определяют по формуле

$$F_{\text{пр}} = \frac{(\Phi_{\text{пр}} - \Phi_{\text{тр}})\beta_1\beta_2}{k_{\text{пр}}(t_{\text{пр}} - t_{\text{в}})}, \quad (17.7)$$

где $\Phi_{\text{пр}}$ – теплоотдача нагревательных приборов, Вт;

$\Phi_{\text{тр}}$ – теплоотдача открытых трубопроводов, находящихся в одном помещении с нагревательными приборами, Вт;

$k_{\text{пр}}$ – коэффициент теплопередачи прибора, Вт/($m^2 \text{ } ^\circ\text{C}$), определяется по справочным таблицам;

$t_{\text{пр}}$ – средняя температура теплоносителя в приборе, $^\circ\text{C}$.

Для водяного отопления $t_{\text{пр}} = 0,5(t_{\text{г}} + t_{\text{о}})$; и $t_{\text{г}}$ и $t_{\text{о}}$ – расчетная температура горячей и охлажденной воды в приборе; для парового отопления низкого давления принимают $t_{\text{пр}} = 100^\circ\text{C}$, в системах высокого давления $t_{\text{пр}}$ равна температуре пара перед прибором при соответствующем его давлении;

$t_{\text{в}}$ – расчетная температура воздуха в помещении, $^\circ\text{C}$;

β_1 – поправочный коэффициент, учитывающий способ установки нагревательного прибора.

β_2 – поправочный коэффициент, учитывающий остывание воды в трубопроводах.

Тепловой поток, отдаваемый помещению открыто проложенными неизолированными трубопроводами, определяют по формуле

$$\Phi_{\text{тр}} = F_{\text{тр}}k_{\text{тр}}(t_{\text{тр}} - t_{\text{в}})\eta, \quad (17.8)$$

где $\Phi_{\text{тр}} = \pi \cdot d \cdot l$ – площадь наружной поверхности трубы, m^2 ;

d и l – наружный диаметр и длина трубопровода, м (диаметры магистральных трубопроводов обычно 25...50 мм, стояков 20...32 мм, подводов к нагревательным приборам 15...20 мм);

$k_{\text{тр}}$ – коэффициент теплопередачи трубы (Вт/($m^2 \text{ } ^\circ\text{C}$)) определяемый в зависимости от температурного напора и вида теплоносителя;

$t_{\text{тр}}$ – средняя температура теплоносителя в трубопроводе, °С;

η - коэффициент, равный для подающей линии, расположенной под потолком, 0,25, для вертикальных стояков – 0,5, для трубопроводов, расположенной над полом, - 0,75, для подводок к нагревательному прибору – 1,0.

18. Горячее водоснабжение

Горячая вода используется для коммунально-бытовых и производственных (технологических) нужд.

В зависимости от источника и способа раздачи горячей воды системы горячего водоснабжения делятся на:

- централизованные с внешним источником теплоты, когда теплота получается от сетей теплофикационных систем;
- централизованные с внутренним источником теплоты, то есть с получением теплоты от местной котельной;
- децентрализованные с приготовлением горячей воды во внутренних генераторах теплоты (газовые и электрические водонагреватели).

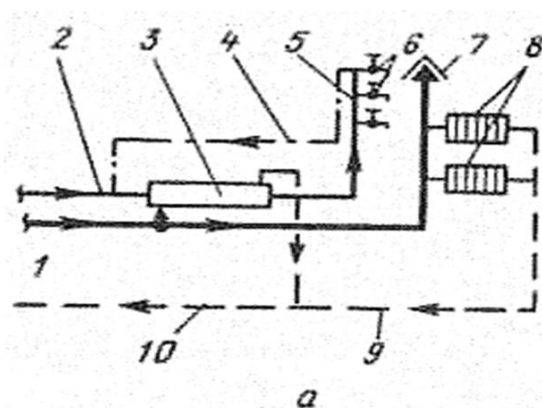


Рис. 18.1. Принципиальная схема параллельного подключения подогревателей к тепловой сети:

1 – подающий трубопровод тепловой сети; 2 – трубопровод холодной водопроводной воды; 3 – подогреватель холодной воды; 4 – циркуляционный трубопровод системы горячего водоснабжения; 5 – подающий трубопровод си-

стемы горячего водоснабжения; 6 – водоразборные краны; 7 – устройство для удаления воздуха; 8 – нагревательные приборы системы отопления; 9 - обратный трубопровод системы отопления; 10 – то же тепловой сети.

В системах горячего водоснабжения коммунально-бытовых потребителей используют три принципиальные схемы присоединения подогревателей воды – параллельную, двухступенчатую последовательную и двухступенчатую смешанную. Наибольшее распространение получила параллельная схема подключения подогревателей к тепловой сети.

На предприятиях, где горячую воду используют в технологических целях, широко применяют тупиковую схему с верхней разводкой трубопроводов и баком- аккумулятором горячей воды.

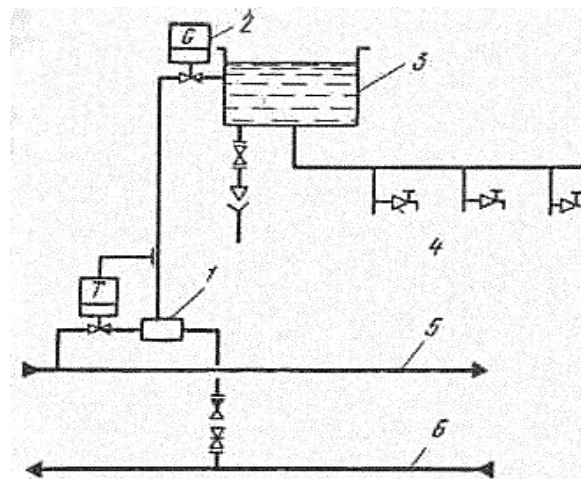


Рис. 18.2. Тупиковая схема системы горячего водоснабжения:

1 – смеситель; 2 – регулятор расхода; 3 – бак-аккумулятор;

4- водоразборные краны; 5 – подающий трубопровод;

6 – обратный трубопровод

При небольшом радиусе действия могут применяться схемы горячего водоснабжения с естественной циркуляцией воды.

Тепловая нагрузка системы горячего водоснабжения прежде всего зависит от расхода воды. Расход воды на горячее водоснабжение жилых, общественных

и административно-бытовых зданий определяют по нормам расхода горячей воды. Расход воды на производственные нужды принимают в соответствии с техническим заданием и указаниями по проектированию предприятий отрасли.

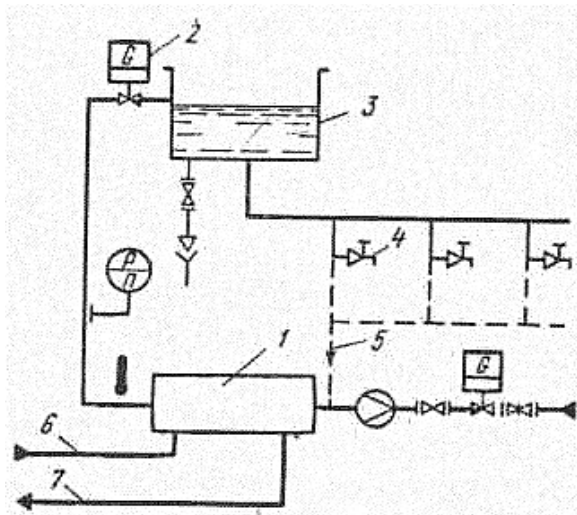


Рис. 18.3. Схема системы горячего водоснабжения с естественной циркуляцией:

- 1 – теплообменник; 2 – регулятор расхода; 3 – бак-аккумулятор;
 4- водоразборные краны; 5 – циркуляционный трубопровод;
 6 – подающий трубопровод; 7 – обратный трубопровод

Средняя тепловая мощность системы горячего водоснабжения жилых и общественных зданий определяется по формуле

$$\Phi_{\text{ГВ}}^{\text{ср}} = \frac{1,2 \cdot n(a + b)(55 - t_{\text{хз}})c_{\text{в}}}{24 \cdot 3600}, \text{ кВт}, \quad (18.1)$$

где n – расчетное количество людей, обслуживаемых системой горячего водоснабжения;

a и b – суточные нормы расхода горячей воды температурой $+55^{\circ}\text{C}$ в жилых и общественных зданиях из расчета на одного человека, кг/сутки;

$t_{\text{хз}}$ – расчетная температура холодной воды зимой ($t_{\text{хз}} = +5^{\circ}\text{C}$);

удельная теплоемкость воды ($c_{\text{в}} = 4,19 \text{ кДж/кг К}$).

Максимальная тепловая мощность системы горячего водоснабжения

$$\Phi_{\text{ГВ}} = (2 \dots 2,4)\Phi_{\text{ГВ}}^{\text{СР}} . \quad (18.2)$$

Среднесуточные нормы потребления горячей воды при температуре 55°С для систем централизованного горячего водоснабжения, присоединяемых к закрытым системам теплоснабжения (л/сут.) устанавливают по СНиП.

19. Вентиляция и кондиционирование

19.1. Общие сведения о вентиляции

Вентиляцией называют совокупность мероприятий и устройств, обеспечивающих расчетный воздухообмен в помещениях жилых общественных и производственных зданий.

Вентиляция служит для поддержания санитарно-гигиенического состояния воздуха за счет удаления из помещений избыточной теплоты, влаги и вредных выделений.

Системы вентиляции классифицируют по различным признакам.

По назначению системы вентиляции подразделяют на **приточные** и **вытяжные, общеобменные** и **местные**.

Системы вентиляции, нагнетающие воздух в помещение, называются **приточными**, а удаляющие загрязненный воздух – **вытяжными**.

Общеобменная вентиляция обеспечивает воздухообмен во всем объеме вентилируемого помещения.

Местная вентиляция служит для удаления загрязненного воздуха непосредственно от источника вредных выделений или подачи чистого воздуха в определенную зону помещения.

В ряде случаев применяют **смешанную** систему вентиляции, представляющую собой сочетание общеобменной и местной вентиляции.

По способу побуждения движения воздуха различают **естественную** и **принудительную** системы вентиляции.

Естественная вентиляция происходит за счет разницы плотности наружного воздуха и воздуха внутри помещения, а также за счет действия ветра.

В принудительной системе вентиляции движение воздуха обеспечивается вентиляторами, работающими в режиме нагнетания (приточные системы) или разряжения (вытяжные системы).

Наиболее эффективной является принудительная система вентиляции.

Важнейшей характеристикой систем вентиляции является **воздухообмен и кратность воздухообмена**.

Под **воздухообменом** обычно понимают объем воздуха, подаваемого в помещение или удаляемого из него за один час.

Кратностью воздухообмена называют отношение воздухообмена к внутреннему объему вентилируемого помещения.

$$K = \frac{V_B}{V_{\Pi}}, \quad (19.1)$$

где V_B – воздухообмен, м³/ч и V_{Π} – объем помещения, м³.

При разработке системы вентиляции необходимо решать следующие основные задачи:

- выбор типа системы вентиляции;
- определение требуемого воздухообмена;
- аэродинамический расчет системы;
- подбор вентиляторов (при принудительной системе вентиляции).

19.2. Выбор и расчет системы вентиляции

Выбор системы отопления производится с учетом типа и назначения вентилируемых помещений, требований к санитарно-гигиеническому состоянию воздуха в них, наличия вредных выделений и их интенсивности, а также избыточной теплоты и влаги в помещениях. При этом учитывается экономическая целесообразность принимаемых решений.

В большинстве случаев для вентиляции жилых, общественных и административных зданий используют естественную вентиляцию, когда приточный воздух поступает через форточки и фрамуги, а загрязненный воздух удаляется через решетки, расположенные под потолком, а затем направляется по вентиляционным каналам в вытяжные шахты.

В случаях использования принудительной вентиляции возможна как приточная, так и вытяжная вентиляция. При этом вентиляторы и воздуховоды стремятся располагать так, чтобы свежий воздух равномерно поступал в зону непосредственного размещения животных. В ряде случаев может использоваться приточно-вытяжные системы.

В случае использования приточной или приточно-вытяжной системы вентиляции вентиляция может совмещаться с системой воздушного отопления, когда подаваемый в помещение воздух в холодное время года подогревается отопительно-вентиляционными агрегатами.

Способ вентиляции производственных зданий (ремонтных мастерских, предприятий по переработке сельхозпродукции и др.) зависит от характера технологических процессов, мощности предприятия и ряда других факторов.

Довольно часто на предприятиях используются комбинированные системы, представляющие собой сочетание общеобменной и местной вентиляции.

Местная вентиляция используется для удаления вредных выделений в случаях локального характера этих выделений и предотвращения их распространения по всему помещению. Она чаще всего выполняется в виде различных по устройству вытяжек (отсосов) из зоны вредных выделений.

Местная вентиляция обладает рядом преимуществ: простота системы; локализация вредностей; малые расходы воздуха.

По конструкции системы местной вентиляции подразделяют на закрытые, полуоткрытые и открытые.

Закрытые системы (герметичные кожухи или камеры для размещения технологического оборудования) в условиях сельскохозяйственного производства обычно не используются.

В качестве устройств полуоткрытых и открытых систем местной вентиляции используются вытяжные зонты, вытяжные панели, бортовые отсосы и вытяжные шкафы. Схемы устройств местной вентиляции приведены ниже.

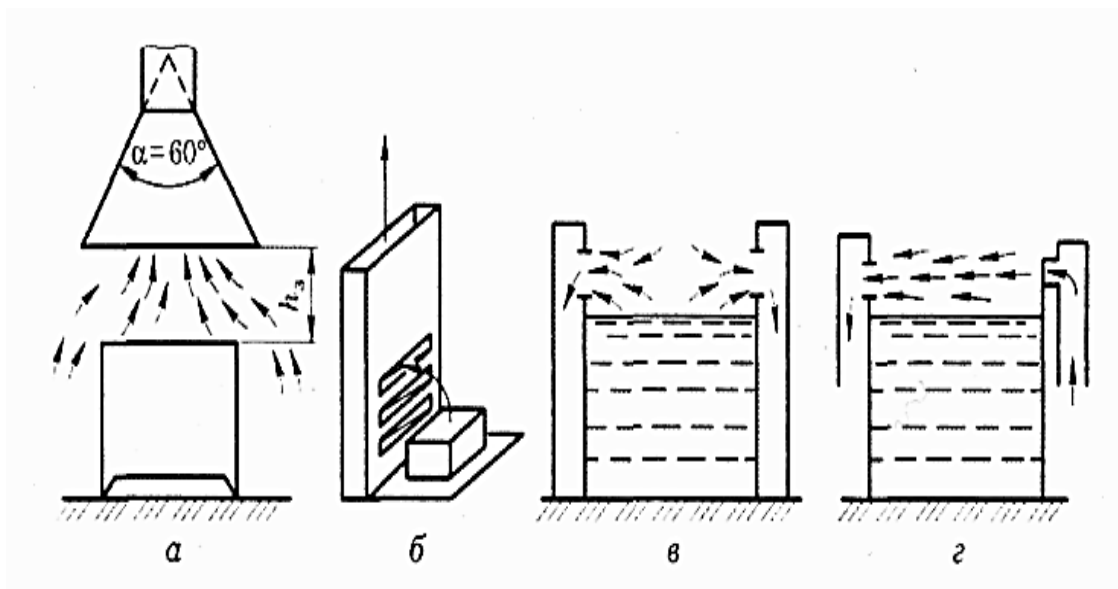


Рис. 19.1. Устройства местной вытяжной вентиляции:

а – вытяжной зонт; б – вытяжная панель; в – бортовой отсос, кольцевой; г – бортовой отсос с поддувом.

Вытяжные зонты устанавливаются над локальным сосредоточением вредных выделений, когда они имеют плотность ниже плотности окружающего воздуха и поднимаются вверх.

В случаях, когда зона вредных выделений относительно велика и вытяжные зонты применять не целесообразно, устанавливают вытяжные панели.

Бортовые отсосы устанавливают над открытыми ваннами. Отсос в них осуществляется из кольцевой щели и в некоторых случаях может дополняться активированным поддувом.

Более эффективными устройствами являются вытяжные шкафы, которые практически полностью укрывают источник вредных выделений.

При наличии на рабочем месте локальных избыточных тепловыделений применяют воздушные души. При этом скорость движения воздуха и его температура в рабочей зоне должны находиться в допустимых пределах.

Расчетный воздухообмен находится из условия обеспечения концентрации вредных веществ в воздухе помещения не превышающей допустимую санитарно-гигиеническими нормами, а также поддержания температурного и влажностного режима в вентилируемом помещении. Расчет ведется на основе уравнений материального баланса по приточному и удаляемому из помещения воздуху и вредным выделениям.

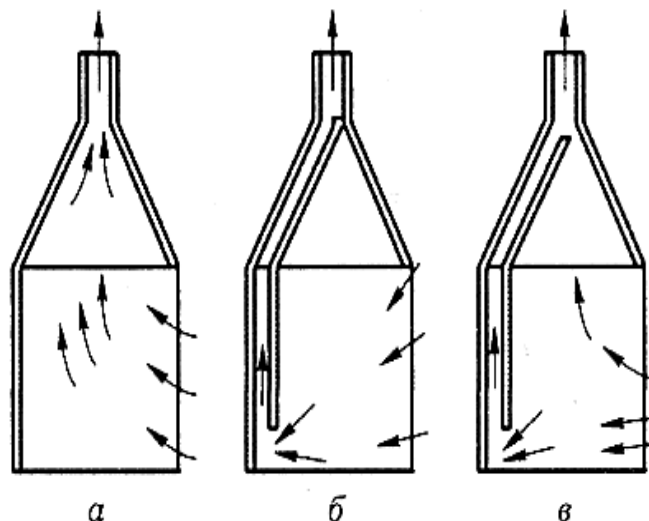


Рис. 19.2. Вытяжные шкафы:

а – с верхним отсосом; б – с нижним отсосом;

в – с комбинированным отсосом воздуха

Расчетный воздухообмен, требующийся для разбавления до допустимых концентраций выделяющихся в помещении вредных газов или паров, а также пыли определяют по формуле

$$V_B = \frac{m_{вр}}{c_D - c_H}, \quad \text{м}^3/\text{ч}, \quad (19.1)$$

где $m_{вр}$ – количество вредных выделений в помещении, л/ч (г/ч);

c_D – допустимая концентрация вредностей в помещении, л/м³ (г/м³);

c_H – концентрация вредностей в наружном воздухе, л/м³ (г/м³).

Из условия удаления избыточной теплоты –

$$V_B = \frac{Q}{\rho \cdot (i_B - i_H)} , \text{ м}^3/\text{ч} , \quad (19.2)$$

где Q – суммарное количество теплоты, выделяемой в помещении, кДж/ч;

ρ – плотность воздуха, кг/м³;

i_B – удельная энтальпия воздуха в помещении (при нормируемых значениях температуры и влажности), кДж/кг с. возд;

i_H – удельная энтальпия наружного воздуха, кДж/кг с. возд.

Из условия удаления избыточной влаги –

$$V_B = \frac{1000 \cdot W}{\rho \cdot (d_B - d_H)} , \text{ м}^3/\text{ч} , \quad (19.3)$$

где W – суммарное количество влаги, выделяемой в помещении, кг/ч;

ρ – плотность воздуха, кг/м³;

d_B – влагосодержание воздуха в помещении (при нормируемых значениях температуры и влажности), г /кг с. возд;

d_H – влагосодержание наружного воздуха, г /кг с. возд;

После определения необходимого воздухообмена по каждому виду вредностей за расчетный воздухообмен принимают максимальный из найденных.

При отсутствии данных для расчета воздухообмена по приведенным выше формулам его находят по нормативному для данного типа помещений значению кратности воздухообмена

$$V_B = K \cdot V_H , \quad (19.4)$$

где K – кратность воздухообмена, ч⁻¹;

V_H – объем помещения, м³.

Одним из этапов проектирования системы вентиляции является аэродинамический расчет.

Аэродинамический расчет заключается в определении поперечного сечения воздуховодов, а также потерь давления на отдельных участках и в системе в целом. Расчету обычно предшествует составление схемы воздуховодов.

В качестве основной исходной величины является расчетный воздухообмен.

Для систем естественной вентиляции рассчитывают необходимые площади поперечных сечений каналов и вытяжных шахт.

При естественной и приточной вентиляции для удаления воздуха из помещения устанавливаются вытяжные шахты.

Общую площадь вытяжных шахт находят по формуле

$$F = \frac{V_B}{3600 \cdot \omega} , \quad (19.5)$$

где V – воздухообмен, м³/ч;

ω – скорость воздуха в вытяжной шахте, м/с.

Значение скорости при естественной тяге

$$\omega = 2,2\sqrt{h(t_B - t_H)/273} , \quad (19.6)$$

где h – высота вытяжной шахты, м;

t_B и t_H – расчетная температура воздуха, соответственно, внутри помещения и наружного, °С.

Обычно принимаются вытяжные шахты следующих сечений:

400×400 мм; 500×500 мм; 600×600 мм; 700×700 мм.

В системах с принудительной вентиляцией воздухообмен обеспечивается вентиляторами. В системах вентиляции применяются центробежные или осевые вентиляторы. Вентилятор подбирают по аэродинамическим характеристикам. При этом подача вентилятора должна соответствовать требуемому возду-

хообмену, а напор, создаваемым вентилятором, с десятипроцентным запасом соответствовать потерям давления в вентиляционной системе.

Мощность электродвигателя для привода вентилятора определяют по формуле

$$N = \frac{V_B \cdot p_B \cdot k}{3600 \cdot \eta_B \cdot \eta_{\Pi}} 10^{-3}, \text{ кВт}, \quad (19.7)$$

где V_B – подача вентилятора, м³/ч;

p_B – напор, создаваемый вентилятором, Па;

k – коэффициент запаса мощности ($k = 1,1 \dots 1,5$ – для центробежных вентиляторов, $k = 1,05 \dots 1,2$ – для осевых);

η_B – КПД вентилятора;

η_{Π} – КПД привода.

19.3. Кондиционирование воздуха

Кондиционирование воздуха – процесс автоматического поддержания в помещениях определенного, заранее заданного состояния внутреннего воздуха (как правило, наиболее комфортного для пребывания людей или животных) независимо от внешних и внутренних факторов.

По назначению кондиционирование воздуха подразделяется на комфортное, применяемое в жилых, общественных и административных зданиях; технологическое – в производственных помещениях для обеспечения требуемых условий протекания технологических процессов и комфортно-технологическое – в производственных помещениях, когда условия протекания технологических процессов мало отличаются от комфортных.

При кондиционировании осуществляется тепловлажностная обработка воздуха и его очистка. Устройство, в котором осуществляется тепловлажностная обработка воздуха и его очистка, называется **установкой кондиционирования воздуха (УКВ) или кондиционером**.

Установки для кондиционирования должны обеспечить:

- очистку воздуха от пыли;
- нагрев или охлаждение до оптимальной температуры;
- увлажнение или осушение.

В ряде случаев к кондиционерам предъявляются такие требования как очистка воздуха от запахов, ионизация и уменьшение шумов.

Комплекс технических средств, осуществляющих требуемую обработку воздуха, его транспортирование и распределение в обслуживаемых помещениях, включая контроль, автоматическое регулирование и управление составляет **систему кондиционирования воздуха (СКВ)**.

На рисунке 19.3 приведена схема прямоточной системы кондиционирования без рециркуляции.

Наружный воздух подогревается в калорифере первой ступени 1. В летний период воздух по обводному каналу минует калорифер. В современных калориферах предусматривается возможность регулирования количества воздуха, проходящего через калорифер и по обводному каналу.

Подогретый воздух через сепаратор 2 поступает в оросительную камеру 4. При этом правый ряд форсунок 3 предназначен для мелкодисперсного распыливания воды, имеющей температуру, близкую к температуре воздуха и способствует его увлажнению. Левый ряд форсунок используется в летний период, когда требуется понижение влагосодержания воздуха. Форсунки этого ряда производят грубый распыл холодной артезианской воды, направляя струи воды навстречу потоку воздуха. Воздух при этом охлаждается, и содержащийся в нем водяной пар конденсируется на поверхности капель. Сепараторы 2 и 6, установленные до и после камеры орошения предотвращают вынос капель из нее.

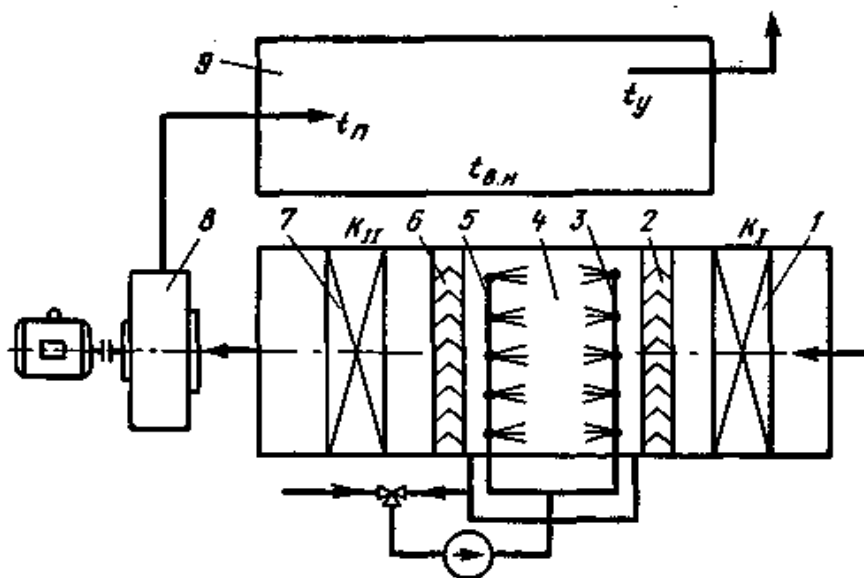


Рис. 19.3 Принципиальная схема прямоточной системы кондиционирования:

1 – калорифер первой ступени; 2 – сепаратор; 3 – нагнетательный трубопровод системы увлажнения; 4 – камера орошения; 5 – нагнетательный трубопровод системы осушения; 6 – сепаратор; 7 – калорифер второй ступени подогрева; 8 – центробежный вентилятор; 9 – обслуживаемое помещение.

При необходимости воздух проходит вторую ступень подогрева в калорифере 7. Обработанный таким образом воздух вентилятором 8 подается в помещение.

Установки кондиционирования оснащают устройствами контроля и автоматического регулирования параметров воздуха внутри помещения; температуры, влажности, давления и расхода воздуха.

Тестовые контрольные вопросы и задания

1. Назовите виды систем отопления и основные требования к системам отопления. 2. Приведите классификацию систем водяного отопления. 3. Назовите основные виды отопительных приборов. 4. Перечислите основные задачи

проектирования систем отопления. 5. Из какого условия выбирается мощность систем отопления? 6. Приведите уравнение теплового баланса для расчета мощности системы отопления. 7. Как рассчитывается термическое сопротивление ограждений? 8. Как рассчитываются системы отопления по укрупненным показателям? 9. Что собой представляет и для чего служит тепловой пункт в системах отопления? 10. Как классифицируют системы горячего водоснабжения? 11. Как рассчитывают расход теплоты на горячее водоснабжение? 12. Каково назначение систем вентиляции? Назовите основные элементы систем вентиляции. 13. Приведите классификацию систем вентиляцию? 14. В каких случаях применяется местная вентиляция? Назовите основные устройства систем местной вентиляции. 15. Как рассчитывают требуемый воздухообмен для помещений? 16. Что такое кратность воздухообмена? 17. Как рассчитывается площадь сечения вытяжных шахт при общеобменной вентиляции. 18. Как рассчитывается мощность привода вентилятора системы вентиляции? 19. Что такое кондиционирование воздуха? 20.. Перечислите основные требования, предъявляемые к системам кондиционирования. 21. Назовите основные элементы системы кондиционирования.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ

20. Общие сведения о тепловых процессах переработки продукции и технологий пищевых производств

На предприятиях переработки сельскохозяйственной продукции и пищевых производств используется большое количество технологических процессов, требующих значительных затрат теплоты. В первую очередь следует назвать целый ряд процессов, связанных с тепловой обработкой сырья и продуктов: нагрев, варка, жарка, тушение, запекание, пастеризация и стерилизация и т. п. Энергоемкими являются процессы выпаривания и тепловой сушки продуктов.

Для осуществления этих процессов применяются различные аппараты соответствующего назначения, в которых теплота к обрабатываемым системам передается либо непосредственно от теплогенерирующих устройств, использующих сжигание топлива или электрических нагревательных элементов, включая генераторы инфракрасного излучения и СВЧ-генераторы, либо через посредство промежуточного теплоносителя (горячая вода, пар, высокотемпературные теплоносители, нагретый воздух). При этом должны выполняться требования к режимам подвода теплоты и температурам теплоносителя, определяемые технологией соответствующего процесса.

Одним из важных вопросов при проектировании и осуществлении тепловых технологических процессов является определение расхода теплоты и энергоносителей. Эти вопросы решаются для различных процессов с учетом их кинетики, требуемой производительности и конкретных условий осуществления, в том числе используемого оборудования.

21. Сушка продуктов

21.1. Общие сведения о сушке

Процесс сушки широко применяется как в сельскохозяйственном производстве, так и в различных технологиях переработки сельскохозяйственной продукции.

Сушка – процесс удаления влаги из материала. Удаление влаги из материала может осуществляться различными способами:

- *механическим* (отжатие, центрифугирование, фильтрование);
- *сорбционным* (путем смешивания высушиваемого материала с гигроскопическими материалами - влагопоглотителями);
- *тепловым* (путем испарения влаги, содержащейся в материале, под действием подводимой теплоты и отвода образующихся паров).

При этом под сушкой обычно понимают тепловой способ удаления влаги из материала. В свою очередь, в зависимости от способа подвода теплоты к высушиваемому материалу различают следующие методы сушки :

- конвективный (подвод теплоты непосредственно от агента сушки – нагретого воздуха или газовой смеси);
- кондуктивный или контактный (подвод теплоты путем непосредственного контакта с нагретой поверхностью);
- радиационный (нагрев солнечным или искусственным инфракрасным излучением);
- диэлектрический (СВЧ-сушка);
- сублимационный (сушка в глубоком вакууме замороженных продуктов).

На процесс сушки большое влияние оказывает вид высушиваемого материала и форма связи влаги с материалом.

Большинство высушиваемых материалов в перерабатывающих технологиях относятся к коллоидным капиллярно-пористым телам.

Связь влаги с материалом может быть химической, физико-химической и физико-механической (механической). Тепловой сушкой удаляется влага с фи-

зико-химической и физико-механической формой связи. К влаге с физико-химической связью относят адсорбционную и осмотическую влагу. Адсорбционная влага удерживается на поверхности коллоидных частиц силами молекулярного притяжения и удаляется только при испарении. Осмотическая влага (влага набухания) находится внутри ячеек тела с полупроницаемыми оболочками и может диффундировать внутри тела при наличии градиента концентрации влаги. К влаге с физико-механической связью относят капиллярную и поверхностную влагу (влага смачивания). Этот вид влаги имеет наименьшую прочность связи с материалом и большая часть ее может быть удалена механическим способом.

Состояние влажного материала оценивается такими показателями как влажность и влагосодержание.

Влажность материала W – отношение массы влаги, содержащейся в материале, к массе влажного материала (обычно выражается в процентах)

$$W = \frac{m_{\text{вл}}}{m_{\text{вл}} + m_{\text{с}}} \cdot 100, \% , \quad (21.1)$$

где $m_{\text{вл}}$ – масса влаги;

$m_{\text{с}}$ – масса сухого материала.

Влагосодержание представляет собой отношение массы влаги к массе сухого материала. Влагосодержание выражается в относительных единицах (кг/кг) – x , либо в процентах – W^c .

$$x = \frac{m_{\text{вл}}}{m_{\text{с}}} , \text{ кг/кг} ; \quad (21.2)$$

$$W^c = \frac{m_{\text{вл}}}{m_{\text{с}}} \cdot 100, \% . \quad (21.3)$$

Между влагосодержанием и влажностью материала существует следующая зависимость:

$$W^c = \frac{W}{100 - W}, \% \quad (21.4)$$

Сушка обычно происходит в воздушной или газо-воздушной среде, которая характеризуется относительной влажностью φ (%). Каждому значению относительной влажности воздуха соответствует определенная влажность материала, при которой прекращается влагообмен между материалом и окружающей средой. Такое состояние термодинамического равновесия наступает, когда парциальное давление пара на поверхности материала p_m равно парциальному давлению пара p_n в окружающей среде, и соответствующая этому состоянию влажность материала называется равновесной W_p . Равновесная влажность материала при относительной влажности воздуха $\varphi = 100\%$ называется гигроскопической влажностью W_r .

Зависимость между равновесной влажностью материала и относительной влажностью воздуха при определенной температуре называют изотермой сорбции (десорбции). На рисунке 21.1 представлена изотерма сорбции (десорбции), характерная для капиллярно-пористых тел.



Рис. 21.1. Изотерма сорбции-десорбции капиллярно-пористых тел

Слева над кривой равновесной влажности располагается область сорбции (увлажнения). В этой области $p_m < p_n$, и материал поглощает влагу из окружа-

ющего воздуха. Справа под кривой находится область десорбции (сушки). В этой области $p_m > p_n$, и влага из материала в виде пара переходит в окружающий воздух.

Под **кинетикой сушки** понимают изменение во времени тепловлажностного состояния высушиваемого материала. Анализ кинетики сушки проводят по кривым сушки, представляющим зависимость влагосодержания (влажности) материала от продолжительности сушки. На кривых сушки может приводиться также зависимость температуры тела от продолжительности сушки (влагосодержания материала).

Кривую скорости сушки получают путем дифференцирования зависимости влагосодержания (влажности). Типичные кривые сушки и скорости сушки коллоидного капиллярно-пористого материала представлены на рисунках 21.2 и 21.3.

На кривой сушки до равновесной влажности можно выделить три стадии: стадию прогрева материала - (AB), стадию почти постоянной скорости сушки - (BC) и стадию убывающей скорости - (CE). Поскольку на стадии прогрева материала удаляется незначительное количество влаги, участок постоянной скорости сушки называют первым периодом сушки, а участок убывающей скорости - вторым периодом сушки.

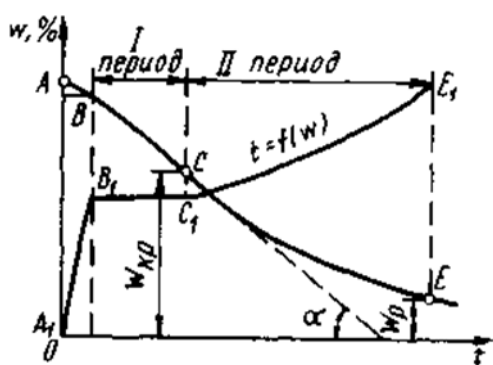


Рис. 21.2. Кривая сушки

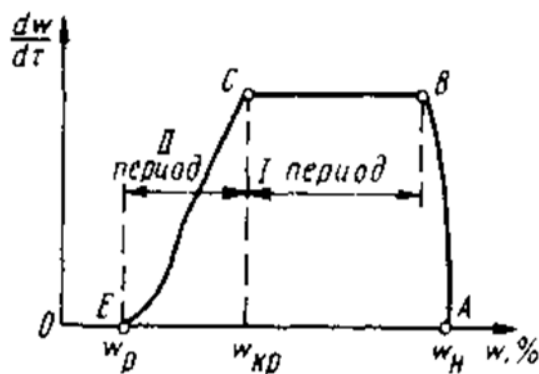


Рис. 21.3. Кривая скорости сушки

В первый период сушки, продолжающийся до критической влажности, из материала удаляется свободная влага (поверхностная и влага, содержащаяся в макрокапиллярах). Скорость испарения этой влаги равна скорости испарения

воды со свободной поверхности и температура тела в этот период равна температуре мокрого термометра.

Во второй период удаляется связанная влага (влага из микрокапилляров, осмотическая и адсорбционная). Этот период продолжается до достижения равновесной влажности и сопровождается падением скорости сушки. Температура тела в этот период растет, достигая к концу периода температуры окружающей среды.

Тепловая сушка капиллярно-пористых материалов – это один из наиболее сложных процессов, который по существу является тепло - массообменным процессом. Перемещение влаги в материале может осуществляться одновременно под действием градиентов концентраций и температур, то есть в таких случаях имеет место явление термодиффузии. Плотность потока массы влаги при постоянном давлении тогда можно выразить дифференциальным уравнением

$$j = \mp k \rho_T \left(\frac{\partial X}{\partial n} + \delta \frac{\partial T}{\partial n} \right), \quad (21.5)$$

где k – коэффициент массопроводности, $\text{м}^2/\text{с}$;

ρ_T – плотность абсолютно сухого материала, $\text{кг}/\text{м}^3$;

X – влагосодержание материала, $\text{кг}/\text{кг с. мат.}$;

n – нормаль к изоконцентрационной поверхности, м ;

δ – коэффициент термовлагопроводности, К^{-1} ;

T – температура в точке тела, К .

Первый член уравнения (21.5) выражает перенос влаги под действием градиента концентрации влаги, второй – под действием градиента температуры. Кинетические коэффициенты и являются функциями температуры и влажности тела, поэтому перенос влаги в теле необходимо рассматривать совместно с распространением в нем теплоты.

21.2. *Варианты конвективной сушки*

Конвективная сушка является наиболее распространенным способом тепловой сушки. В пищевых технологиях кроме обычной сушки подогретым воздухом с однократным взаимодействием его с высушиваемым материалом используют следующие варианты конвективной сушки: с многократным промежуточным нагреванием воздуха; с частичной рециркуляцией отработанного воздуха; с многократным промежуточным нагреванием воздуха; и частичной рециркуляцией его в отдельных зонах; с замкнутой циркуляцией сушильного агента.

Сушка с многократным промежуточным нагреванием воздуха применяется для сушки сухарей и макаронных изделий. При такой технологии сушки температура сушильного агента изменяется обычно в диапазоне от t_B до t_H . Сначала воздух нагревают до t_B , а после взаимодействия с высушиваемым материалом его температура падает до t_H . Затем воздух опять подогревают до температуры t_B , и после очередного взаимодействия с материалом воздух охлаждается до t_H , и т. д. Такую схему сушки применяют для сушки пищевых продуктов, которые не должны подвергаться воздействию высоких температур.

Сушка с частичной рециркуляцией отработанного воздуха также позволяет снизить температуру агента сушки. При таком варианте сушки к исходному воздуху частично подмешивается отработанный агент сушки, а затем смесь подогревается в калорифере до нужной температуры. Сушка происходит при повышенном начальном влагосодержании агента сушки и с высокой скоростью газа в сушилке. Расход теплоты в сушилке с частичной рециркуляцией и в сушилке без циркуляции воздуха будут одинаковыми при тех же пределах изменения состояния воздуха.

Сушка с частичной рециркуляцией отработанного воздуха и промежуточным нагревом в калориферах представляет собой сочетание описанных выше вариантов и позволяет обеспечить мягкие условия сушки при подведении необходимого количества теплоты. Высокая же скорость газового потока в сушилке приводит к возрастанию коэффициента массоотдачи и увеличению скорости сушки в первом периоде.

21.3. Устройство сушилок

Сушилки, применяемые в пищевой промышленности, отличаются большим разнообразием конструкций и подразделяются

- по способу подвода теплоты (конвективные, контактные, радиационные и т. д.);
- по виду используемого теплоносителя (воздух, пар, топочные газы);
- по величине давления в сушилке (атмосферные и вакуумные);
- по способу организации процесса (периодического и непрерывного действия);
- по схеме взаимодействия потоков (прямоточные, противоточные, перекрестного и смешанного тока).

Наибольшим разнообразием конструкций отличаются конвективные сушилки, среди которых можно назвать камерные, туннельные, ленточные, барабанные, шахтные, сушилки с псевдоожиженным слоем, вибросушилки, распылительные сушилки и некоторые другие.

Камерные сушилки отличаются простотой конструкции и являются сушилками периодического действия. Они состоят из корпуса (камеры), внутрь которого помещаются вагонетки с высушиваемым материалом. Нагретый в калорифере воздух подается в сушилку и пронизывает расположенный на полках материал, обеспечивая испарение влаги, содержащейся в материале и отвод образующихся паров, при этом используется частичная рециркуляция сушильного агента. Такие сушилки применяются в малотоннажном производстве для сушки материалов при невысоких температурах. К их недостаткам относятся низкая производительность и неравномерность сушки продукта.

Для сушки сухарей, макарон, овощей, фруктов и ряда других продуктов широко применяются **туннельные сушилки**, которые относятся к сушилкам непрерывного действия. Туннельная сушилка (рис. 21.4) представляет собой удлиненный корпус, в котором перемещаются по рельсам тележки с расположенным на полках высушиваемым материалом.

Передвижение тележек происходит с помощью толкателя, и время пребывания тележки в сушилке выбирается из расчета, чтобы сушка достигалась за один проход. Сушка обеспечивается за счет подачи подогретого в калорифере воздуха, взаимодействующего с материалом в прямотоке либо в противотоке. В некоторых сушилках может предусматриваться частичная рециркуляция агента сушки и промежуточный подогрев в сушильной камере.

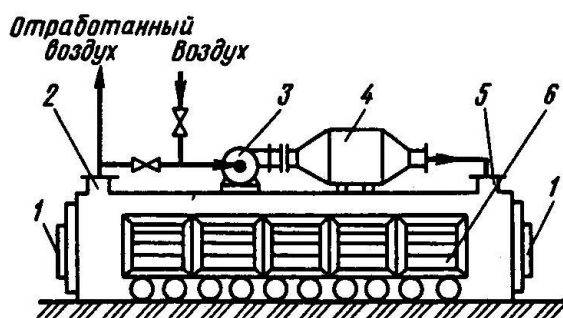


Рис. 21.4. Туннельная сушилка:

- 1 – двери; 2 – газопровод; 3 – вентилятор; 4 – калорифер;
5 – корпус; 6 – тележки с материалом

Ленточные сушилки используются для сушки той же группы материалов, что и туннельные сушилки. Чаще всего ленточные сушилки бывают многоярусными (рис. 21.5). Для пересыпания материала с ленты на ленту устанавливают направляющие лотки.

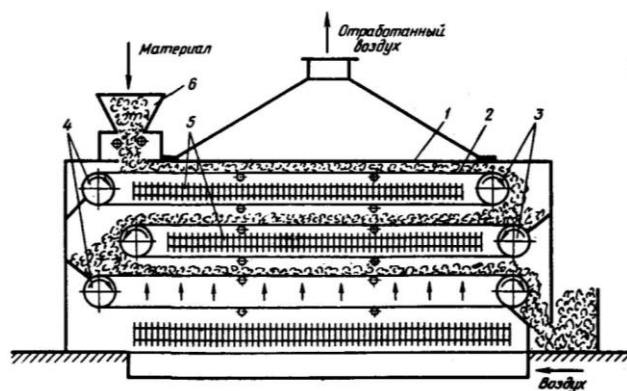


Рис. 21.5. Ленточная сушилка:

- 1 – корпус; 2 – ленточный конвейер; 3 – ведущие барабаны; 4 – ведомые барабаны; 5 – калориферы; 6 – бункер с загрузочным устройством

При пересыпании материала с ленты на ленту происходит перемешивание материала, что способствует увеличению скорости сушки.

Ленточные сушилки бывают прямоточными противоточными и с перекрестным током. В таких сушилках может предусматриваться рециркуляция воздуха, благодаря чему вместе с промежуточным подогревом сушильного агента достигается мягкий режим сушки.

Барабанные сушилки применяют для сушки зерна, свекловичного жома, зернокартофельной барды, сахара-песка и других продуктов. Барабанные сушилки (рис. 20.6) имеют цилиндрический полый барабан, являющийся сушильной камерой, который устанавливается под небольшим углом к горизонту. Барабан имеет привод, обеспечивающий его вращение с частотой $5 \dots 8 \text{ мин}^{-1}$. Внутри барабана устанавливают специальные насадки, которые способствуют перемешиванию материала и улучшают обтекание его сушильным агентом, в качестве которого выступает подогретый воздух либо смесь воздуха с топочными газами. Тип насадки выбирают в зависимости от свойств высушиваемого материала, и насадка кроме перемешивания обеспечивает продвижение материала к выходу.

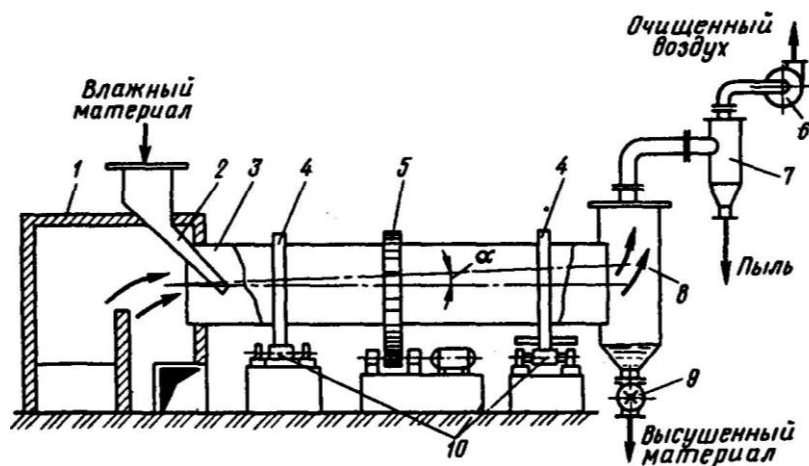


Рис. 21.6. Барабанная сушилка:

- 1 – топка; 2 – загрузочный бункер; 3 – барабан; 4 – бандажи; 5 – зубчатое колесо; 6 – вентилятор; 7 – циклон; 8 – приемный бункер; 9 – шлюзовый питатель; 10 – опорные ролики

Движение газов и материала в сушилке может быть организовано прямотоком либо противотоком.

Шахтные сушилки применяют для сушки зерна, жома, овощей и других материалов. Материал в шахтных сушилках движется под действием силы тяжести, а его движение замедляется установленными в корпусе перегородками или полками. Кроме того имеются различного рода распределительные устройства для агента сушки, которые обеспечивают пронизывание им высушиваемого материала. На рисунке 20.7 представлена схема шахтной сушилки для свекловичного жома.

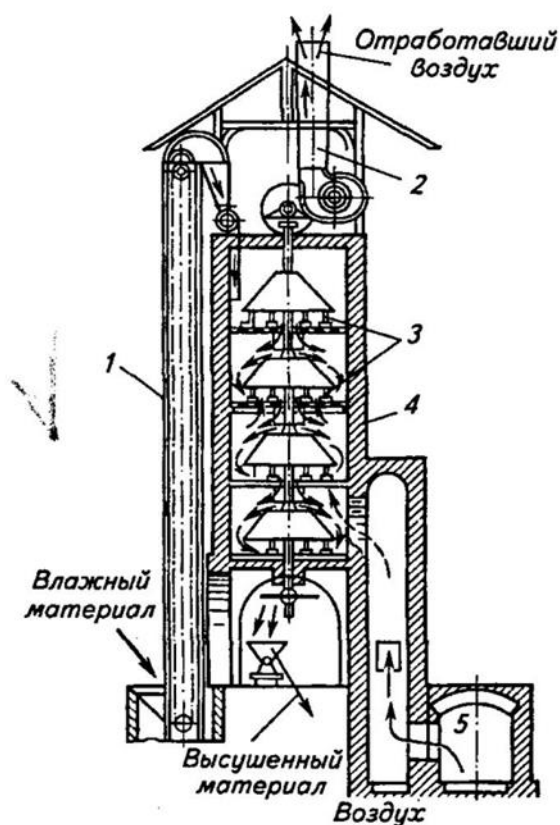


Рис. 21.7. Шахтная сушилка для свекловичного жома:

- 1 – вертикальный ковшовый транспортер (нория); 2 – фильтр; 3 – скребки;
4 – корпус; 5 – печь

В представленной на схеме сушилке сырой жом проходит через ряд решетчатых полок с центральными отверстиями. Через эти отверстия пропущен

вал с приводом. На валу закреплены распределяющие конусы со скребками. Скребки подгребают падающий с конусов материал к центральным отверстиям решеток. Агентом сушки являются образующиеся в печи топочные газы, которые отсасываются вентилятором.

Сушилки с псевдооживленным слоем применяются для сушки зерна и мелкозернистых материалов.

Псевдооживление – это процесс приведения слоя сыпучего материала, когда он приобретает некоторые свойства жидкости (текучесть и интенсивное перемешивание частиц материала). Псевдооживление способствует интенсификации сушки.

По своей конструкции сушилки с псевдооживленным слоем бывают горизонтальными и вертикальными, односекционными или с несколькими секциями. В этих сушилках агент сушки, представляющий нагретый воздух или смесь воздуха с топочными газами, подается под газораспределительную решетку и одновременно является оживающим агентом. Высушенный материал выносится газами из камеры сушилки через патрубок в циклон, где происходит отделение материала от отработанных газов. Для повышения равномерности сушки применяют многосекционные сушилки.

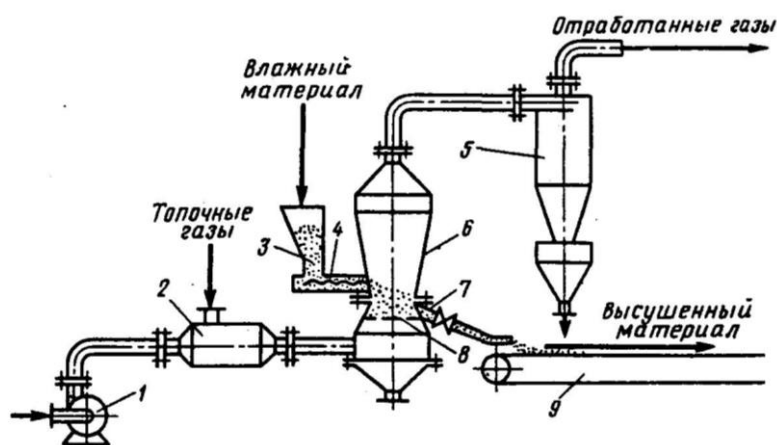


Рис. 21.8. Односекционная сушилка с псевдооживленным слоем:

- 1 – вентилятор; 2 – калорифер; 3 – бункер; 4 – шнек; 5 – циклон;
- 6 – корпус сушилки; 7 – выгрузной патрубок;
- 8 - газораспределительная решетка; 9 - конвейер

Для сушки материалов, плохо поддающихся псевдоожигению: влажных тонкодисперсных, полидисперсных, комкующихся и т.п. применяют *вибросушилки*. Наиболее распространенными являются лотковые сушилки, в которых наклоненный под небольшим углом к горизонту лоток под воздействием вибратора совершает низкочастотные колебания. Благодаря сочетанию низкочастотной вибрации и пропусканию через материал потока газа создается виброаэропсевдоожигенный (виброкипящий) слой материала, в котором интенсифицируются тепломассообменные процессы. Такие сушилки используют для сушки картофельной крупки на картофелеперерабатывающих заводах.

Распылительные сушилки применяются для сушки растворов, суспензий и пастообразных материалов. В таких сушилках получают сухое молоко, молочно-овощные концентраты, пищевые и кормовые дрожжи, яичный порошок и ряд других продуктов. Обычно распылительная сушилка представляет собой коническо-цилиндрический аппарат, в котором в поток теплоносителя подается диспергированный материал. Для диспергирования материала применяют центробежные распылители, пневматические и механические форсунки. Тепломассообменные процессы в таких сушилках протекают с высокой скоростью, и время пребывания материала в сушилке не превышает 50 секунд. Это позволяет использовать агенты сушки с высокой температурой даже для термолабильных материалов.

Недостатком распылительных сушилок является сравнительно небольшой удельный съем влаги (до $20 \text{ кг/м}^3 \text{ ч}$) и значительная материало- и энергоемкость. На рис. 21.9 представлена схема сушилки с дисковым распылителем. Высушиваемый раствор подается на вращающийся диск, куда направляется также поток нагретого воздуха. Благодаря центробежным силам и взаимодействию с потоком воздуха происходит диспергирование материала и его высушивание. Высушенный продукт оседает на дно сушильной камеры и далее через затвор попадает на виброхолодильник. Отработанный воздух через центральную трубу с козырьком и циклон удаляется в атмосферу, а порошковый продукт из камеры 8 и циклонов пневмотранспортом подается на упаковку.

Для сушки жидких и пастообразных материалов наряду с распылительными сушилками используются также вальцовые сушилки, которые по способу подвода теплоты относятся к контактным (кондуктивным).

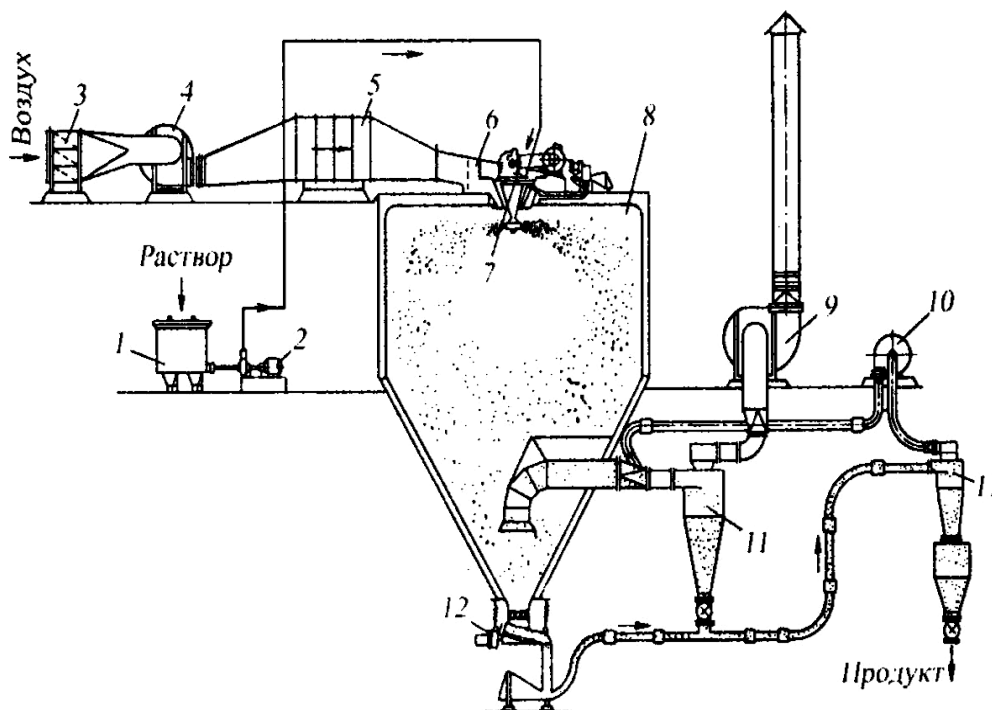


Рис. 21.9. Схема распылительной дисковой сушилки:

1 – емкость; 2 – насос-дозатор; 3 – фильтр; 4 – вентилятор;
 5 – калорифер; 6 – распределитель воздуха; 7 – привод с распыляющим диском; 8 – камера; 9 – вентилятор сушилки; 10 – вентилятор пневмотранспорта; 11 – циклон; 12 – виброхолодильник

На рис. 21.10. представлена двухвальцовая контактная сушилка, в которой высушивание материала происходит в тонком слое за один оборот вальцов, вращающихся навстречу друг другу с частотой $2 \dots 10 \text{ мин}^{-1}$.

Греющий пар поступает внутрь вальцов через полые цапфы, а конденсат выводится через сифонные трубки. Подсушенный материал снимается ножами, установленными вдоль образующей каждого вальца.

Для сушки ценных пищевых продуктов, когда к высушенным продуктам предъявляются высокие требования в отношении сохранения их биологических

свойств, применяют *сублимационные сушилки*. В этих сушилках предварительно замороженный продукт сушат в глубоком вакууме (при абсолютном давлении 1,0...0,1 мм рт. ст.) и при низких температурах. При этом при подводе теплоты вода в виде льда переходит непосредственно в пар, минуя жидкую фазу.

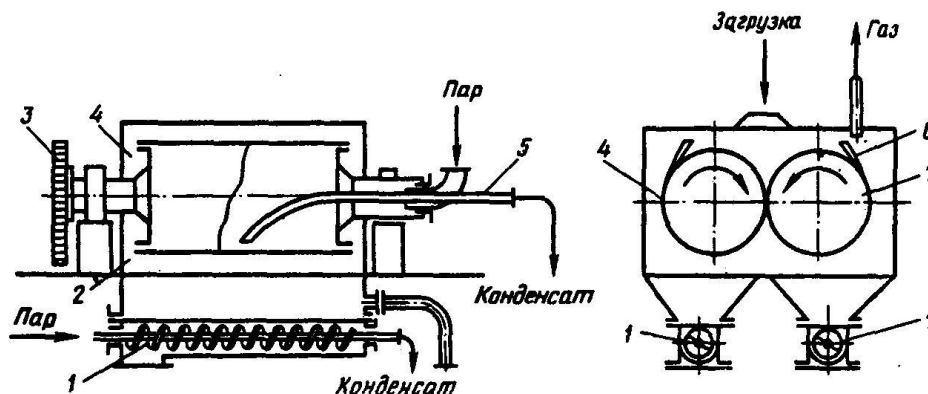


Рис. 21.10. Вальцовая сушилка:

- 1 – досушиватель; 2 – корпус; 3 – привод; 4 – ведущий валец;
5 – сифонная трубка; 6 – нож; 7 – ведомый валец

Примером сублимационной сушилки может служить сушилка, схема которой представлена на рис. 21.11.

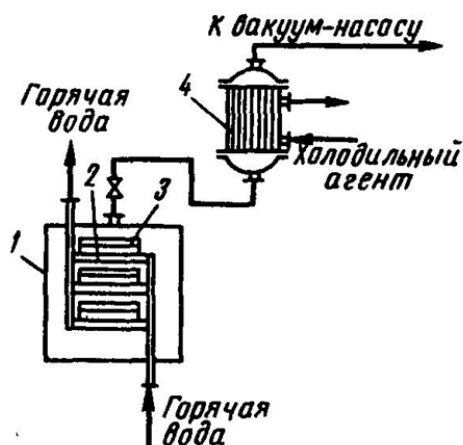


Рис. 21.11. Сублимационная сушилка:

- 1 – сушильная камера; 2 – плита; 3 – противень;
4 – конденсатор-вымораживатель

Влага из материала удаляется в три стадии. На первой стадии при снижении давления в сушильной камере происходит самозамораживание влаги и сублимация льда за счет теплоты, отдаваемой материалом. При этом удаляется до 15 % содержащейся в материале влаги. Основная часть влаги удаляется на второй стадии – сублимации. На третьей стадии в процессе тепловой сушки удаляется оставшаяся влага.

В этой сушилке продукт размещают на противнях, устанавливаемых над обогреваемых горячей водой плитами. Теплота от плит передается противням за счет радиации. Образующаяся при сушке паровоздушная смесь из сушильной камеры (сублиматора) поступает в конденсатор-вымораживатель, где происходит конденсация и вымораживание водяных паров.

Для сушки зерновых материалов, таких, как горох, фасоль, ячмень и др. применяется радиационная сушка. В радиационных сушилках основная часть теплоты подводится к материалу за счет инфракрасного излучения. При этом интенсивность подвода теплоты и скорость сушки существенно повышается по сравнению с конвективной и контактной сушкой. Так, продолжительность сушки материала в тонком слое сокращается в 30...100 раз.

21.4. Основы расчета сушилок

При расчете конвективных сушилок одной из основных задач является задача определения расхода агента сушки и расхода теплоты на его нагрев для обеспечения требуемого уровня влажности материала на выходе из сушилки. Расчет ведется с использованием уравнений материального и теплового баланса.

В качестве исходных данных для расчёта, как правило, задают: производительность по высушиваемому материалу m_1 , кг/ч; влажность материала до и после сушильной камеры и после охлаждения – $W_1, W_2, W_3, \%$; расчётную температуру t_0 и φ_0 относительную влажность окружающего воздуха; температуру агента сушки t_1 на входе в сушильную камеру и его относительную влажность φ_2 или температуру t_2 на выходе из сушилки.

Для решения этой задачи, прежде всего, определяется количество влаги, которое необходимо удалить из высушиваемого материала. Это количество определяют из уравнения материального баланса для сушки

$$m_{\text{в}} = m_1 \frac{W_1 - W_2}{100 - W_2} = m_2 \frac{W_1 - W_2}{100 - W_1}, \text{ кг/ч}, \quad (21.6)$$

где m_1 – количество материала, поступающего в сушильную камеру, кг/ч (кг);

m_2 – количество материала на выходе из сушильной камеры, кг/ч;

W_1, W_2 – влажность материала, поступающего в сушильную камеру на входе и на выходе из неё.

Расход сушильного агента определяется по формуле

$$m_{\text{в}} = \frac{1000 \cdot m_{\text{вл}}}{(d_2 - d_1)}, \text{ кг/ч}, \quad (21.7)$$

где d_2 и d_1 – влагосодержание агента сушки до сушильной камеры и после неё, г/кг сух. воздуха.

При сушке воздухом без предварительного подогрева или при подогреве его в калорифере влагосодержание d_1 агента сушки принимается равным влагосодержанию атмосферного воздуха, то есть $d_1 = d_0$.

Если сушка ведётся смесью воздуха с топочными газами, влагосодержание агента сушки на входе в сушильную камеру и коэффициент избытка воздуха для топочного устройства находится из уравнения материального и теплового баланса для топочного устройства.

Расход теплоты на сушку определяется затратами теплоты на нагрев агента сушки

$$Q = m_{\text{в}}(i_1 - i_0), \quad (21.8)$$

где Q – количество затраченной теплоты на нагрев воздуха, кДж/ч;

m_B – расход агента сушки, кг/ч;

i_1 – удельная энтальпия нагретого воздуха, кДж/кг;

i_0 – удельная энтальпия атмосферного воздуха, кДж/кг.

Энтальпия атмосферного воздуха может быть найдена по диаграмме $i-d$ влажного воздуха, либо рассчитана по формуле

$$i_0 = t_0 + 0,001d_0(2501 + 1,93t_0),$$

где t_0 – температура атмосферного воздуха, °С;

d_0 – влагосодержание воздуха, г/кг с. возд.

Для расчетов процессов сушки удобно пользоваться $i-d$ диаграммой влажного воздуха. С ее помощью можно достаточно точно определять основные параметры агента сушки, как перед сушильной камерой, так и на выходе из нее. При этом необходимо представить на диаграмме изображение процесса нагрева агента сушки и действительного процесса сушки в сушильной камере.

Изображение рабочих процессов, протекающих в сушилке, в координатах $i-d$ представлено на рисунке 21.12.

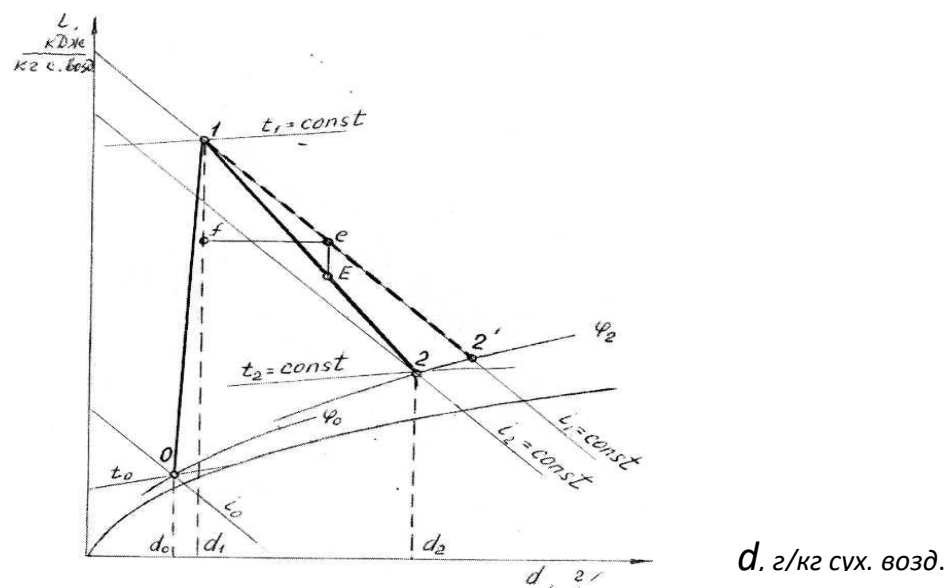


Рис. 21.12. Рабочие процессы в конвективной сушилке на диаграмме $i-d$ воздуха.

Состоянию атмосферного воздуха с температурой t_0 и относительной влажностью φ_0 соответствует на диаграмме точка 0. при подогреве воздуха путем смешивания его с топочными газами, образующимися при сжигании топлива, процесс нагрева изображается наклонной линией 0–1. Точка 1 соответствует состоянию сушильного агента на входе в сушильную камеру (t_1, d_1). (При нагреве воздуха в калорифере процесс нагрева на диаграмме изображается вертикальной прямой).

В идеальной сушилке при отсутствии потерь теплоты в окружающую среду и на нагрев материала, процесс протекает по линии $i = i_1 = const$ и состояние сушильного агента на выходе из сушильной камеры определяется точкой 2' пересечения линий $i_1 = const$ и $\varphi_2 = const$ (φ_2 – относительная влажность агента сушки на выходе из сушильной камеры).

Для построения линии, соответствующей реальному процессу сушки, необходимо из произвольной точки e , лежащей на линии $i_1 = const$ отложить вниз вертикальный отрезок eE , длина которого в мм определяется следующим образом:

$$eE = ef \cdot \Delta q \left(\frac{\mu_d}{\mu_i} \right) \cdot 10^{-3}, \quad (20.12)$$

где ef – длина горизонтального отрезка, проведенного из точки e . до пересечения с линией $d_1 = const$ (d_1 - влагосодержание агента сушки на входе в сушильную камеру), мм;

μ_d – масштаб диаграммы по оси влагосодержания, г/кг сух. возд. в мм;

μ_i – масштаб по оси энтальпии, кДж/кг в мм;

Δq – удельные потери теплоты в сушильной камере, кДж/кг испаренной влаги.

Величина удельных потерь теплоты рассчитывается по формуле:

$$\Delta q = \frac{Q_M}{m_{вл}} + q_{п} - c_{вл} t_M, \quad (21.13)$$

где Q_M – теплота, затраченная на нагрев материала, кДж;

$m_{\text{вл}}$ – количество удаляемой влаги, кг;

$q_{\text{п}}$ – удельные потери теплоты в окружающую среду, кДж/кг испаренной влаги;

$c_{\text{вл}}$ – теплоемкость воды, кДж/кг·К ($c_{\text{вл}} = 4,19$ кДж/кг·К) ;

$t_{\text{м}}$ – температура материала, поступающего на сушку, °С.

Проведя из точки 1 прямую через точку E до пересечения с линией относительной влажности φ_2 получим точку 2, которая и определяет состояние агента сушки на выходе из сушилки. Значение d_2 и i_2 используются для расчетов в формулах (21.7) и (21.8).

Расчет рабочего процесса в охладительной камере ведется аналогичным образом.

При расчете сушилок других типов обычно определяется расход теплоносителей, обеспечивающий необходимый по технологическим требованиям к процессу сушки тепловой режим.

22. Применение холода

22.1. Общие сведения о способах охлаждения

В технологиях переработки и производства пищевых продуктов наряду с тепловыми процессами подвода теплоты продуктов используются процессы охлаждения. Холод является наиболее совершенным консервирующим средством и используется для увеличения сроков хранения и сокращения потерь при хранении самой различной продукции. Так, подвергают предварительному охлаждению молоко, предназначенное для переработки или реализации, охлаждают мясо, в основном на птицефабриках, а также используют различные системы охлаждения в хранилищах для плодов и овощей. При этом применяется как естественное охлаждение, так и охлаждение с использованием искусственного холода.

При естественном охлаждении температура продукта снижается за счет теп-

лообмена с окружающей естественной средой (воздухом, водой или грунтом) и может понижаться лишь до температуры этой среды.

Примерами охлаждения с использованием искусственного холода являются ледяное, и льдосоляное охлаждение и машинное охлаждение.

22.2. Ледяное охлаждение

При ледяном охлаждении в качестве источника холода используется естественный лед – дешевый и доступный хладоноситель для многих регионов нашей страны. К достоинствам льда как источника холода относятся низкая температура таяния (0°C) и довольно высокая теплота плавления (335 кДж/кг). При этом лед обычно используется для охлаждения в хранилищах, называемых ледниками.

Ледник представляет собой деревянное, кирпичное или бетонное сооружение, в котором размещают продукт и запас льда. Различают ледники с нижним, верхним и боковым расположением льда.

В ледниках с нижним расположением льда продукты укладывают непосредственно на лед. В ледниках с верхним расположением льда он располагается на перекрытии над продуктовой камерой, а вода, образующаяся при таянии льда, стекает по отводной трубе.

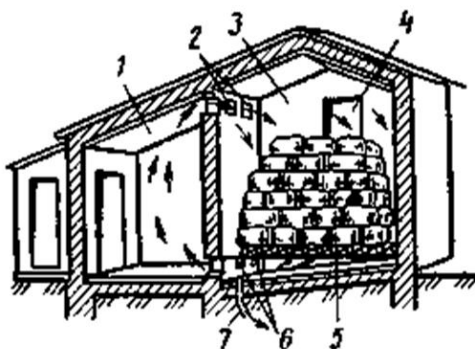


Рис. 22.1. Ледник с боковым расположением льда:

1 – камера для продуктов; 2 и 6 – отверстия для циркуляции воздуха;

3 – отделение со льдом; 4 – люк для загрузки льда; 5 – поддон;

7 – отвод воды тающего льда.

Наиболее совершенными являются ледники с боковым расположением льда, схема которого представлена ниже.

В продуктовой камере ледника обычно устанавливается температура 3...4 °С.

Расход льда рассчитывают из условия, чтобы количество теплоты, затрачиваемое на плавление льда, компенсировало теплопритоки в охлаждаемое помещение и расход холода на охлаждение продукта. Расход холода в леднике за единицу времени определяется по формуле

$$\Phi = \Phi_0 + \Phi_{\text{пр}} + \Phi_{\text{доп}}, \quad (22.1)$$

где Φ_0 – теплопритоки через ограждающие конструкции, Вт;

$\Phi_{\text{пр}}$ – расход холода на охлаждение продуктов, Вт;

$\Phi_{\text{доп}}$ – дополнительные теплопритоки (с вентиляцией, освещением, от дыхания продуктов, от пребывания людей), Вт.

Теплопритоки через ограждающие конструкции определяют так же, как и при расчете систем отопления с учетом теплопритока от солнечной радиации.

Расход холода на охлаждение продукта

$$\Phi_{\text{пр}} = 0,287m(i_{\text{н}} - i_{\text{к}})/\tau, \quad (22.2)$$

где m – масса охлаждаемого продукта, кг;

$i_{\text{н}}$ – начальная энтальпия продукта, кДж/кг;

$i_{\text{к}}$ – конечная энтальпия продукта, кДж/кг;

τ – время охлаждения, ч.

Дополнительные теплопритоки принимают в размере 20...30 % от суммы теплопритоков через ограждения и от охлаждаемых продуктов.

Необходимый запас льда на сезон в тоннах можно рассчитать по формуле

$$m_{\text{л}} = \frac{kQ_{\text{сез}}}{10^3 q_{\text{пл}}}, \quad (22.3)$$

где k – коэффициент запаса льда (принимают равным 1,1);

$Q_{\text{сез}}$ – общий расход холода за сезон, кДж;

$q_{\text{пл}}$ – теплота плавления льда, кДж/кг ($q_{\text{пл}} = 335$ кДж/кг).

22.3. Льдосоляное охлаждение

При льдосоляном охлаждении для получения холода используют смесь льда с солью, которая имеет температуру таяния ниже 0°C . Температура таяния смеси льда с солью зависит от вида соли и ее концентрации. Концентрация соли, при которой температура таяния минимальна, называется эвтектической. Температура таяния эвтектической смеси поваренной соли составляет $-21,2^{\circ}\text{C}$, а хлорида кальция – -55°C . Это позволяет поддерживать температуру в охлаждаемой камере ниже 0°C .

Холодильники с льдосоляным охлаждением оборудуются специальными решетчатыми карманами или металлическими резервуарами, в которых находится охлаждающая смесь.

Более совершенной является рассольная система льдосоляного охлаждения. В этих системах камеры для хранения продуктов охлаждаются с помощью батарей, в которых циркулирует холодный соляной раствор (рис. 22.2).

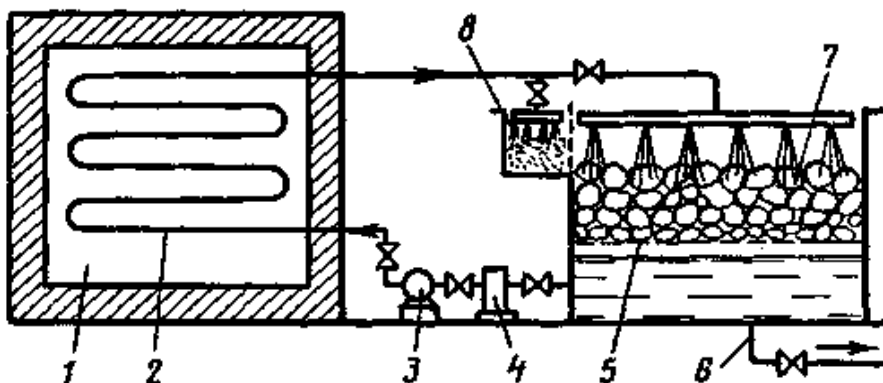


Рис. 22.2. Схема рассольного охлаждения:

1 – охлаждаемое помещение; 2 – охлаждающая батарея; 3 – насос; 4 – фильтр; 5 – рассол; 6 – сливная труба; 7 – резервуар с решетчатой батареей; 8 – генератор холода; 8 – солеконцентратор

Холодный рассол получают в генераторе холода 7, находящемся вне охлаждаемого помещения. Генератор холода представляет собой бак с решеткой 5, на которую периодически, 1...2 раза в сутки, загружают кусковой лед.

Под решеткой в нижней части бака собирается холодный рассол, который через фильтр 4 насосом 3 подается в батареи 2 охлаждаемых камер. В батарее 2 рассол нагревается на 2...3 °С и возвращается в генератор холода через оросительную систему, состоящую из одной или двух труб с отверстиями, разбрызгиваясь по всей массе льда. Охлажденный рассол стекает под решетку бака.

Часть получившего теплоту рассола пропускается через солеконцентратор 8, где насыщается солью и стекает в бак. Благодаря этому поддерживается постоянная концентрация рассола и, следовательно, необходимая температура в охлаждаемых помещениях холодильника.

22.4. Машинное охлаждение

При машинном охлаждении для выработки холода используются холодильные установки, которые благодаря реализации обратного (холодильного) цикла позволяют отводить теплоту от менее нагретого тела (охлаждаемого объема) и отдавать ее более нагретому (окружающей среде). Машинное охлаждение является наиболее совершенным способом получения искусственного холода, при котором автоматически поддерживается нужный температурный режим в охлаждаемом объеме.

Холодильники с машинным охлаждением могут оснащаться как холодильными установками с рассольным охлаждением, так и с непосредственным охлаждением холодильных камер, когда отсутствует промежуточный хладоноситель – рассол.

Хранилища с непосредственным охлаждением имеют меньшие капитальные затраты и эксплуатационные расходы.

Холодильная установка выбирается с учетом ее назначения и требуемой холодильной мощности (хладопроизводительности).

Требуемая холодильная мощность холодильной установки определяется на основании теплового баланса для охлаждаемого помещения. Количество холода, вырабатываемое, установкой должно компенсировать все теплопритоки.

Уравнение теплового баланса имеет вид

$$\Phi = \Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 + \Phi_4 + \Phi_5 , \quad (22.4)$$

где Φ – расход холода в холодильной камере, Вт;

Φ_1 – приток теплоты через ограждения с учетом действия солнечной радиации, Вт;

Φ_2 – приток теплоты от продуктов при их охлаждении и замораживании, Вт;

Φ_3 – приток теплоты от дыхания фруктов и овощей, Вт;

Φ_4 – приток теплоты с наружным воздухом при вентиляции помещения, Вт;

Φ_5 – эксплуатационные притоки теплоты (от открывания дверей, от освещения, от пребывания людей и т.п.), Вт.

Теплоприток через ограждения находят по формуле

$$\Phi_1 = \sum_1^n K_i F_i [(t_n - t_k) + \Delta t_{ci}] , \quad (22.5)$$

где K_i – коэффициент теплопередачи i -го элемента ограждения, Вт/м²К;

F_i – площадь i -го элемента ограждения, м²;

t_n – расчетная температура наружного воздуха, °С;

t_k – температура в охлаждаемом помещении, °С;

Δt_{ci} – избыточная разность температур, обусловленная действием солнечной радиации, для i -го элемента ограждения, °С.

Δt_{ci} учитывается для кровли и стен, подверженных солнечной радиации, и принимается в зависимости от ориентации элемента ограждения и широты местности в пределах от 5 до 20 Δt_{ci} .

Расход холода на охлаждение продуктов

$$\Phi_{\text{пр}} = 0,287(m c + m_{\text{T}} c_{\text{T}})(t_1 - t_2), \quad (22.6)$$

где m и m_{T} – масса продукта и тары, поступающих в холодильник, кг/ч;

c и c_{T} – массовые теплоемкости продукта и тары, кДж/кг К;

t_1 – температура продукта и тары до охлаждения, °С;

t_2 – температура продукта и тары после охлаждения, °С.

Расход холода на охлаждение при замораживании продуктов

$$\Phi_{\text{пр}} = 0,287[m(i_1 + i_2) + m_{\text{T}} c_{\text{T}}(t_1 - t_2)], \quad (22.7)$$

где m и m_{T} – масса продукта и тары, поступающих в холодильник, кг/ч;

c_{T} – массовая теплоемкость материала тары, кДж/кг К;

i_1 – энтальпия продукта до охлаждения, кДж/кг;

i_2 – энтальпия продукта после замораживания, кДж/кг;

t_1 – температура тары до охлаждения, °С;

t_2 – температура тары после охлаждения, °С.

Приток теплоты от дыхания фруктов и овощей можно рассчитать по формуле

$$\Phi_3 = m_{\text{хр}} q_0 e^{bt}, \quad (22.8)$$

где $m_{\text{хр}}$ – масса продукта, находящегося на хранении, т ;

q_0 – удельная теплота дыхания при 0 °С, Вт/т ;

b – температурный коэффициент скорости дыхания, °С⁻¹;

t – температура хранения продукции, °С.

Значения коэффициентов, используемых в формуле, можно найти в специальной литературе [2].

Теплоприток с вентиляционным воздухом

$$\Phi_{\text{пр}} = 0,287 \cdot K \cdot V \rho_{\text{к}}(i_{\text{н}} + i_{\text{к}}), \quad (22.9)$$

где K – кратность воздухообмена в охлаждаемом помещении, ч^{-1} ;

V – объем холодильной камеры, м^3 ;

ρ_k – плотность воздуха в камере, $\text{кг}/\text{м}^3$;

i_n – энтальпия наружного воздуха при расчетных условиях, $\text{кДж}/\text{кг}$;

i_k – энтальпия воздуха в холодильной камере, $\text{кДж}/\text{кг}$.

Эксплуатационные теплопритоки можно ориентировочно принять в размере 10...20 % от теплопритоков через ограждения $\Phi_5 = (0,1 \dots 0,2)\Phi_1$.

Расчетную рабочую холодильную мощность установки определяют по формуле

$$\Phi_p = \xi \cdot \Phi / b_p , \quad (22.10)$$

где ξ – коэффициент, учитывающий теплопритоки в трубопроводах

($\xi = 1,05 \dots 1,07$ – при непосредственном охлаждении хладагентом, $\xi = 1,1 \dots 1,2$ – при рассольной системе охлаждения), ч^{-1} ;

Φ – расчетный расход холода в холодильной камере, Вт;

b_p – коэффициент рабочего времени (принимают $b_p = 0,75$ для малых машин, $b_p = 0,8$ – для машин средней холодильной мощности).

По найденному значению Φ_p , пользуясь каталогами или справочниками по холодильным установкам, выбирают соответствующую модель машины.

Тестовые контрольные вопросы и задания

1. В чем заключается технологическое использование теплоты на предприятиях перерабатывающей и пищевой отраслей? 2. Назовите основные тепловые процессы, использующиеся в пищевых технологиях. 3. Какими способами может удаляться влага из материалов? 4. Назовите виды тепловой сушки в зависимости от способа подвода к высушиваемому материалу и кратко охарактеризуйте их. 5. Что такое влажность и влагосодержание материала? В каком соотношении нахо-

дятся эти показатели? 6. Что собой представляют изотермы сорбции - десорбции? 7. Что такое равновесная и гигроскопическая влажность? 8. Как определяется количество удаляемой влаги для достижения требуемой влажности материала? 9. Как находится требуемый расход агента сушки при конвективной сушке? 10. Как рассчитывается расход теплоты для нагрева агента сушки в конвективных сушилках? 11. С какой целью используется холод на предприятиях пищевой отрасли? 12. Назовите способы безмашинного охлаждения. 13. Как рассчитывается расход льда для охлаждения? 14. В чем состоит особенность льдосоляного охлаждения?

ЭКОНОМИЯ ТЕПЛОЭНЕРГОРЕСУРСОВ И ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

23. Основные пути экономии тепловых энергоресурсов и снижения негативных последствий от их использования

23.1 Негативные последствия традиционной энергетики

В настоящее время большую часть тепловой энергии (около 80%) получают путем сжигания ископаемых органических топлив, что порождает ряд негативных последствий, имеющих как экономический, так и экологический характер.

Экономические негативные последствия связаны с истощением ресурсов ископаемых органических топлив и их удорожанием. На удорожание ресурсов оказывает влияние необходимость вовлечения в разработку новых месторождений углеводородов, находящихся, как правило, в более удаленных местах и с трудно извлекаемыми запасами.

Отрицательные экологические последствия проявляются в изменении состава атмосферы из-за «сжигания» кислорода и образовании целого ряда компонентов в продуктах сгорания, в том числе таких токсичных как оксиды азота, окись углерода, различные углеводороды, диоксид серы и др. Наибольшее количество вредных выбросов образуется при сжигании твердого топлива не только в виде вредных газов, но и в виде твердых частиц в продуктах сгорания (сажа, пыль, зола). Сжигание топлива сопровождается неизбежными тепловыми выбросами, а образующиеся трех- и четырехатомные газы создают парниковый эффект, что в совокупности может привести к нарушению теплового баланса Земли. Основными загрязнителями биосферы являются тепловые электростанции и ТЭЦ, транспорт, различные производства и, в первую очередь, химическая промышленность.

Сокращение вредных выбросов в атмосферу является одной из важнейших проблем современного общества, которая должна решаться усилиями всех стран.

23.2. Основные пути снижения негативных факторов традиционной энергетики

Основными путями решения проблем, связанных с производством теплоты путем сжигания ископаемых органических топлив являются:

- разработка и внедрение энергосберегающих технологий;
- повышение экономичности тепловых двигателей и других энергетических установок;
- улавливание вредных выбросов за счет применения различных фильтров на выходе из энергетических установок и технологического оборудования;
- Сохранение и расширение зеленых насаждений, способствующих поддержанию газового баланса атмосферы;
- утилизация тепловых отходов и использование вторичных энергоресурсов;
- использование возобновляемых источников энергии.

Энергетические ресурсы делят на первичные и вторичные. Первичные или природные ресурсы образуются в результате геологического развития Земли.

К первичным энергоресурсам относятся ископаемые органические топлива, которые составляют основу современной, так называемой традиционной, энергетики. К первичным энергоресурсам относятся также возобновляемые источники энергии, которые практически не истощаются при их использовании, или ресурсы которых восстанавливаются. Основными возобновляемыми источниками энергии являются энергия излучения Солнца, энергия ветра, геотермальная энергия, биологические ресурсы и др.

Вторичные энергоресурсы (ВЭР) – это теплота и потенциальная энергия, которые не используются в самой установке, но могут быть использованы для энергоснабжения других установок и объектов.

Из вторичных ресурсов наиболее важными для возможного использования являются тепловые ВЭР. Тепловые вторичные энергоресурсы – это уходящие газы котельных установок и другого технологического оборудования; теплая вода, использованная в системах охлаждения тепловых и атомных электростанций, а так-

же различных технологических установок. Использование вторичных тепловых энергоресурсов идет по пути применения котлов-утилизаторов, рекуперативных и регенеративных теплообменников, а при низком потенциале тепловых отходов применения тепловых насосов. Использование ВЭР позволяет не только экономить первичные энергетические ресурсы, но и, как правило, сокращать вредные выбросы в атмосферу.

23.3 Использование возобновляемых источников энергии

Негативные стороны традиционной энергетики приводят к тому, что в последнее время все большее внимание уделяется использованию возобновляемых источников энергии (ВИЭ), таких как солнечная энергия, энергия ветра, энергия течения рек, морских течений, энергия приливов, морских волн, геотермальная энергия, биоэнергия и т.п. В некоторых странах доля возобновляемых источников энергии в общем энергобалансе составляет 20% и более.

Основными достоинствами возобновляемых источников энергии являются их практическая неисчерпаемость, экологичность, сохранение традиционных энергоресурсов для будущих поколений, также увеличение потребления сырья для неэнергетического использования ископаемого топлива.

Возобновляемые источники энергии в первую очередь могут использоваться для получения низкопотенциальной теплоты, выработки электроэнергии на основе ВИЭ и получения механической энергии.

Солнце является основным источником первичной энергии на Земле, поскольку и движение атмосферного воздуха (ветер), и морские течения, и движение волн, и таяние льдов, и производство биомассы есть естественные преобразования солнечной энергии.

Полное количество солнечной энергии, поступающей на поверхность Земли, превышает энергию всех мировых запасов нефти, газа, угля и урана и других энергетических ресурсов. Теоретический потенциал только солнечной энергии, приходящий на Землю в течение года, превышает все извлекаемые запасы органического топлива в 10-20 раз.

Солнечная радиация используется в гелиоустановках, назначение которых состоит в восприятии солнечной энергии, преобразовании её в тепловую, электрическую или другие виды энергии.

Наиболее широко используются гелиоустановки для получения тепловой энергии. При этом наибольшее распространение получили гелиоустановки для получения низкопотенциальной теплоты, используемой в системах отопления и горячего водоснабжения. Ниже на рисунке 23.1 представлена схема такой установки, основными элементами которой являются гелиоколлектор, аккумулятор теплоты, теплообменники и циркуляционные насосы.

Гелиоколлектор (коллектор солнечной энергии) – устройство непосредственно воспринимающее энергию излучения и преобразующее его в тепловую. Аккумулятор теплоты служит для накапливания тепловой энергии, полученной в гелиоколлекторе в периоды максимального её поступления и отдачи её потребителю в периоды недостаточного её поступления.

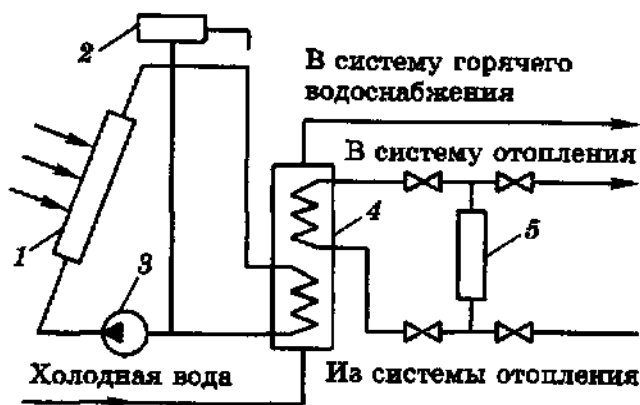


Рис. 23.1. Схема гелиоустановки для получения низкопотенциальной теплоты:

- 1 - гелиоколлектор; 2 – расширительный бак; 3 – циркуляционный насос;
- 4 – аккумулятор теплоты; 5 – отопительный котел

Теплообменники обеспечивают теплообмен между теплоносителями и теплоаккумулирующим материалом аккумулятора теплоты. Циркуляционные насосы обеспечивают циркуляцию теплоносителей между гелиоколлектором и аккумулятором теплоты, а также между аккумулятором теплоты и потребителем.

Для получения электрической энергии используются фотоэлектрические гелиоустановки (солнечные батареи), а также солнечные электростанции, на которых солнечная радиация с большой площади концентрируется на поверхности парового котла и электроэнергия вырабатывается с использованием термодинамического цикла.

Для использования энергии ветра применяются ветроэлектрические установки, производящие электроэнергию, а также ветроустановки для получения механической энергии, которые применяются в качестве водоподъемных установок, мельниц, а также для привода различных машин от вала отбора мощности.

Более широкое использование возобновляемых энергоресурсов сдерживают, наряду с некоторыми другими факторами, и присущие им недостатки:

- низкая плотность энергии;
- непостоянство большинства видов источников и зависимость их интенсивности от многих факторов;
- несогласованность интенсивности поступления энергии с потребностями потребителя;
- сравнительно низкий КПД преобразователей;
- довольно высокие капиталовложения в ряде технологий использования.

Для сельскохозяйственного производства и перерабатывающих отраслей большое значение имеют биоресурсы. Биоэнергия занимает существенное место в общем балансе, используемых в настоящее время возобновляемых энергоресурсов. В основе биоэнергетики лежит использование биомассы, воспроизводимой в результате процессов фотосинтеза, а также являющейся органическими отходами различных производств. Эта биомасса может использоваться для производства энергии как традиционным способом путем непосредственного сжигания твердой биомассы (дрова, камыш, солома и т.п.), так и при предварительном преобразовании биомассы в жидкое или газообразное топливо. В мире интенсивно развивается использование энергии биомассы. Это направление имеет значение не только с точки зрения производства энергии. Пожалуй, еще большую ценность оно представляет с позиций экологии, так как решает пробле-

му утилизации вредных отходов. Нетрадиционное использование биомассы как топлива состоит в превращении ее в искусственное жидкое или газообразное топливо. Жидкое биотопливо (этанол, метанол, биодизель), в основном применяется для двигателей внутреннего сгорания.

Основным видом газообразного топлива является биогаз.

Биогаз, в основном, получают путем анаэробного (без кислорода) брожения биомассы. В качестве биомассы могут выступать свалочные отходы, отходы животноводства (навоз) и сельского хозяйства, отходы скотобоен, сточные воды, некоторые сельскохозяйственные культуры, например, рапс. В результате брожения биомасса разлагается под воздействием гидролизных, кислотообразующих и метанобразующих бактерий.

Биогаз плохо растворим в воде, состоит из метана (55-85%) и углекислого газа (15-45%), могут быть следы сероводорода. Его теплота сгорания составляет от 21 до 27,2 МДж/м³. При переработке 1 т свежих отходов крупного рогатого скота и свиней (при влажности 85%) можно получить от 45 до 60 м³ биогаза, 1 т куриного помета (при влажности 75%) - до 100 м³ биогаза. По теплоте сгорания 1 м³ биогаза эквивалентен: 0,8 м³ природного газа, 0,7 кг мазута, 0,6 кг бензина, 1,5 кг дров (в абсолютно сухом состоянии), 3 кг навозных брикетов.

Биогаз, как и природный газ, относится к наиболее чистым видам топлива. Биогаз используется для приготовления пищи; обогрева помещений; производства тепла и электроэнергии путем прямого сжигания на котельных и ТЭЦ, для производства электроэнергии топливными элементами или микро-турбинами или в качестве топлива для транспортных средств. Метан биогаза может быть сконцентрирован и доведен до стандартов качества ископаемого природного газа. После процесса очистки он становится биометаном.

Самым простым способом использования биогаза является прямое сжигание в котлах или горелках, которые широко используются для сжигания биогаза на небольших фермах. Прямое сжигание в обыкновенных газовых горелках широко применяется во многих странах. Для производства тепла биогаз можно сжигать, как на месте производства, так и транспортировать по трубопроводу

до других конечных пользователей. В отличие от других видов применения, биогаз не нуждается в переработке и очистке от загрязнений при его сжигании для целей теплоснабжения. Биогаз используют в качестве топлива для производства электроэнергии, тепла или пара, а также в качестве автомобильного топлива. Среди промышленно развитых стран ведущее место в производстве и использовании биогаза по относительным показателям принадлежит Дании. Биогаз составляет до 18 процентов общего энергобаланса этой страны. По абсолютным показателям по количеству средних и крупных установок ведущее место занимает Германия, здесь их более 8 миллионов.

На данный момент существуют различные технологии производства биогаза, из которых самой распространенной является метод анаэробного (бескислородного) сбраживания в метатанках, или же анаэробных колоннах.

Производство биогаза и одновременно удобрений может осуществляться на:

- малых установках по переработке сельскохозяйственных и бытовых отходов индивидуальных крестьянских фермерских хозяйств (это направление особенно развито в Китае и Индии);
- мощных комбинированных установках (фабриках) по переработке отходов продукции сельского хозяйства, животноводства и фермерских хозяйств (такие фабрики получили большое распространение в Дании);
- больших установках по переработке городских сточных вод и комбинированных установках по сбраживанию городских и промышленных сточных вод.

Основными структурными элементами схемы типичной биогазовой установки являются: система транспортировки субстратов в пределах установки; биореакторы (ферментеры) с системой перемешивания; система обогрева биореакторов; система отвода и очистки биогаза от примесей сероводорода и влаги; накопительные емкости сброженной массы и биогаза; система приема и предварительной подготовки субстратов; система программного контроля и автоматизации технологических процессов.

Биоэнергетические установки выгодно строить сельскохозяйственным

предприятиям (свинофермам, фермам КРС, птицефабрикам, растениеводческим хозяйствам) и перерабатывающим предприятиям (пивоваренным, спиртовым заводам, сахарным заводам, мясокомбинатам, сокоперерабатывающим предприятиям и т.п).

Примером биогазовой установки для фермерского хозяйства может служить установка, схема которой представлена на рисунке 23.2.

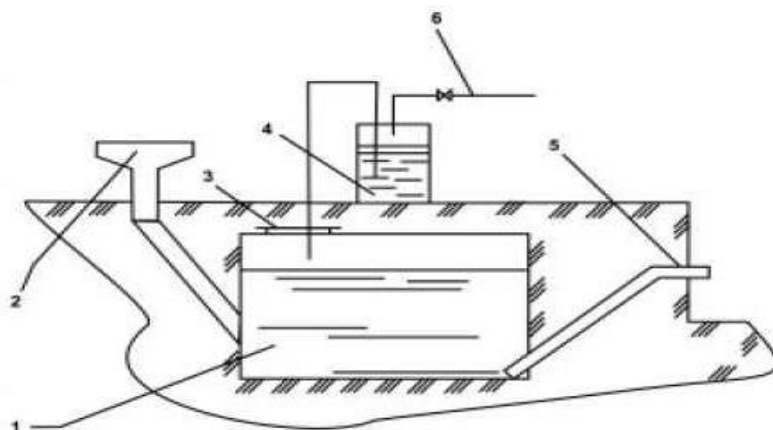


Рис. 23.2. Схема биогазовой установки для фермерского хозяйства;

- 1- реактор, 2- бункер для загрузки субстрата, 3- люк для доступа в реактор, 4- водяной затвор, 5- выгрузная труба, 6- отвод биогаза к газгольдеру

Производство биогаза на биогазовых установках способствует решению насущных проблем цивилизации – энергетической, экологической, а также косвенно продовольственной, поскольку биогаз производится не из пищевых продуктов, а из отходов, и побочным продуктом на биогазовых установках является высокоэффективное удобрение.

При наличии и доступности соответствующих ресурсов экономически эффективным является использование геотермальной энергии, энергии приливов, морских течений и других возобновляемых источников энергии.

Следует отметить, что Россия существенно отстает от ведущих стран в использовании возобновляемых источников энергии, имея в этой области достаточные ресурсы и потенциал. Несомненно, этим вопросам требуется уделять больше внимания, поскольку широкое использование возобновляемых источ-

ников энергии – один из основных путей решения энергетических и экологических проблем современного общества.

Тестовые контрольные вопросы и задания

1. Каковы недостатки теплоэнергетики, основанной на сжигании ископаемых органических топлив? 2. Каковы основные пути снижения негативных последствий использования для производства теплоты ископаемых органических топлив? 3. Что собой представляют возобновляемые источники энергии? 4. Что собой представляют вторичные энергоресурсы, и каковы возможности их использования? 5. Назовите основные достоинства возобновляемых источников энергии. 6. Перечислите недостатки возобновляемых источников энергии. 7. Какие существуют способы и возможности использования солнечной радиации? 8. Приведите схему гелиоустановки для получения низкопотенциальной теплоты. 9. Укажите назначение основных элементов гелиоустановки для получения низкопотенциальной теплоты. 10. Что собой представляют солнечные электростанции, работающие с использованием термодинамического цикла? 11. Что собой представляет биоэнергетика? 12. Что такое биогаз и каковы возможности его использования? 13. Опишите основную технологию производства биогаза? 14. Назовите основные элементы биогазовой установки. 15. В чем заключается дополнительное преимущество производства биогаза?

ЛИТЕРАТУРА

1. Амерханов. Р.А., Драганов Б.Х. Теплотехника. М.: Энергоатомиздат, 2006. 432 с.
2. Беляев М.И. Тепловое оборудование. М.: Экономика, 1990. 560 с.
3. Захаров А.А. Применение теплоты в сельском хозяйстве. М.: Агропромиздат, 1986.
4. Теплотехника / под ред. А.П. Баскакова. М.: Энергоатомиздат, 1991.
5. Теплотехника / под ред. В.Н. Луканина. М.: Высшая школа, 2000. 671 с.
6. История теплоэнергетики / А.В. Николаенко и др. СПб.: Изд-во СПбГАУ, 1998. 239 с.
7. Купреенко А.И., Чащинов В.И. Теплотехника в вопросах и ответах. Брянск: Изд-во Брянская ГСХА, 2010. 182 с.
8. Магадеев В.Ш. Источники и системы теплоснабжения. М., 2013. 272 с.
9. Чащинов В.И. Теплоэнергоснабжение предприятий. Разд. Теплотехника: учеб. пособие. Брянск: Изд-во Брянский ГАУ, 2015. 222 с.

Учебное издание

Чащинов Валерий Иванович
Купреенко Алексей Иванович
Исаев Хафиз Мубариз-оглы
Михайличенко Станислав Михайлович
Исаев Самир Хафизович

Теплоэнергоснабжение предприятий

РАЗДЕЛ

**теплоснабжение предприятий
и основы теплотехники**

Учебное пособие

для студентов, обучающихся по направлениям подготовки
для предприятий переработки сельскохозяйственной продукции и пищевых
производств

Редактор Осипова Е.Н.

Подписано к печати 19.11.2021 г. Формат 60x84 ¹/₁₆.
Бумага офсетная. Усл. п. л. 11,39. Тираж 25 экз. Изд. № 7160.

Издательство Брянского государственного аграрного университета
243365 Брянская обл., Выгоничский район, с. Кокино, Брянский ГАУ