



• САНКТ-ПЕТЕРБУРГ •
• МОСКВА •
• КРАСНОДАР •
2010





Г. А. КРУГЛОВ, Р. И. БУЛГАКОВА,
Е. С. КРУГЛОВА

ТЕПЛОТЕХНИКА

РЕКОМЕНДОВАНО
Учебно-методическим объединением
вузов Российской Федерации по агроинженерному
образованию в качестве учебного пособия
для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по направлению
«Агроинженерия»



• САНКТ-ПЕТЕРБУРГ •
• МОСКВА •
• КРАСНОДАР •
2010



ББК 31.31

К 84

Круглов Г. А., Булгакова Р. И., Круглова Е. С.
К 84 Теплотехника: Учебное пособие. — СПб.: Издательство «Лань», 2010. — 208 с.: ил. — (Учебники для вузов. Специальная литература).

ISBN 978-5-8114-1017-0

Учебное пособие по теплотехнике состоит из трех разделов: основы технической термодинамики, основы теплопередачи, применение теплоты в сельском хозяйстве. В них изложены основные положения технической термодинамики, теории теплообмена, освещены вопросы топлива и его горения, котельных установок, отопления, вентиляции. Значительное внимание уделено сушке и хранению сельхозпродукции, охране окружающей среды и энергосбережению.

Предназначено для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности «Агроинженерия».

ББК 31.31

Рецензенты:

В. В. ЕМЕЛЬЯНОВА — зав. теплотехническим отделом Челябинск-гражданпроекта; *Л. А. НОВОПАШИН* — кандидат технических наук, доцент, зав. кафедрой транспорта и автомобилей

Обложка

А. Ю. ЛАПШИН

*Охраняется законом РФ об авторском праве.
Воспроизведение всей книги или любой ее части
запрещается без письменного разрешения издателя.
Любые попытки нарушения закона
будут преследоваться в судебном порядке.*

- © Издательство «Лань», 2010
- © Г. А. Круглов, Р. И. Булгакова,
Е. С. Круглова, 2010
- © Издательство «Лань»,
художественное оформление, 2010



ПРЕДИСЛОВИЕ

Теплотехника — это наука, занимающаяся проблемами получения, преобразования и использования энергии. Очевидно, что чем меньше потери будут при использовании или преобразовании энергии, тем выше будет эффективность производства и большую выгоду получит каждый человек.

Все большая энерговооруженность сельского хозяйства, необходимость ее рационального использования требуют от специалистов глубокого знания предмета теплотехники и ее составных частей: технической термодинамики, основ теплопередачи и применения тепла в сельском хозяйстве. Для решения именно этой задачи подготовлено настоящее учебное пособие.

Сжатые сроки изучения дисциплины (один семестр), необходимость изложения материала с достаточной математической строгостью, соответствующей высшему учебному заведению, а также практическая направленность материала, доступность и последовательность его изложения определили объем и структуру пособия. В плане практической направленности особое внимание уделено процессам образования пара, влажному воздуху, теплопередаче, отоплению и вентиляции, а также энергосбережению.

Структурно весь материал разбит на три раздела: основы технической термодинамики; основы теплопередачи и применение теплоты в сельском хозяйстве, что соответствует государственному общеобразовательному стандарту и учебной программе дисциплины «Теплотехника».

Учебное пособие предназначено для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности «Агроинженерия».

• 1 •

ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ

1.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

1.1.1. ПАРАМЕТРЫ СОСТОЯНИЯ РАБОЧЕГО ТЕЛА

Преобразование тепловой энергии в механическую энергию возможно только при посредстве какого-либо тела. Тело, с помощью которого тепловая энергия превращается в механическую, называется *рабочим*. Тела могут совершать работу только когда они расширяются. Способностью к существенному расширению (при подведении тепла) обладают тела, которые находятся в газообразном состоянии.

Для упрощения изучения свойств газообразных тел в технической термодинамике введено понятие так называемого *идеального газа*, в котором отсутствуют силы сцепления между молекулами, а их объем принимается настолько малым, что им можно пренебречь.

Водяной пар в технической термодинамике рассматривается как *реальный газ*, на который не распространяются законы и зависимости идеальных газов.

Основные параметры, характеризующие условия, в которых находится газообразное тело, — *давление, удельный объем, температура*.

Давление — результат ударов молекул газа о стенки сосуда; определяется силой, действующей по нормали на единицу поверхности.

В Международной системе единиц изменения СИ за единицу давления принят «паскаль»: $1 \text{ Па} = \text{Н/м}^2$. В практике используют обозначения «килопаскаль» (кПа), «мегапаскаль» (МПа) и др.: $1 \text{ МПа} = 10^3 \text{ кПа} = 10^6 \text{ Па}$.

В технике используют и внесистемные единицы измерения давления: техническая атмосфера $1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 =$



$= 10^4 \text{ кгс/м}^2 = 1 \text{ бар} = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па} = 10^4 \text{ мм вод. ст.} = 735,6 \text{ мм рт. ст.}$

Давление в замкнутом пространстве называется *абсолютным*. Оно может быть больше или меньше атмосферного давления:

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{бар}} + p_{\text{изб}}; \quad (1.1)$$

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{бар}} - p_{\text{вак}}, \quad (1.1a)$$

где $p_{\text{абс}}$ — абсолютное давление; $p_{\text{бар}}$ — барометрическое (атмосферное) давление; $p_{\text{изб}}$ — избыточное давление; $p_{\text{вак}}$ — вакуумметрическое давление.

Избыточное давление измеряется манометрами, разрежение (вакуум) — вакуумметрами.

Удельный объем — объем единицы массы рабочего тела ($\text{м}^3/\text{кг}$):

$$v = \frac{V}{M}, \quad (1.2)$$

где V — объем рабочего тела, м^3 ; M — масса рабочего тела, кг .

Величина, обратная удельному объему, — *плотность* ($\text{кг}/\text{м}^3$):

$$\rho = \frac{1}{v}. \quad (1.3)$$

Если масса киломоля μ , а его объем (μv), тогда удельный объем и плотность одного киломоля:

$$v = \frac{(\mu v)}{\mu}; \quad (1.4)$$

$$\rho = \frac{\mu}{(\mu v)}. \quad (1.4a)$$

При нормальных условиях удельный объем и плотность одного киломоля ($P_o = 760 \text{ мм рт. ст.} = 101325 \text{ Па}$, $t = 0^\circ\text{C}$, $\mu v_o = 22,4146 \text{ м}^3/\text{кмоль}$):

$$v_o = \frac{22,4}{\mu}; \quad \rho_o = \frac{\mu}{22,4}. \quad (1.5)$$

Температура характеризует степень нагрева тела, т. е. степень интенсивности движения молекул или меру его средней кинетической энергии.



В термодинамике в качестве параметра состояния газа используется *термодинамическая* (абсолютная) *температура* (T). Она измеряется в градусах Кельвина (К), пропорциональна средней кинетической энергии движения молекул и отсчитывается от абсолютного нуля.

Кроме термодинамической (абсолютной) шкалы Кельвина применяется и Международная (практическая) столбчатая шкала (t), в которой единица измерения температуры — градус Цельсия ($^{\circ}\text{C}$). За ноль градусов (0°C) в этой шкале принята температура тающего льда, а за 100°C — температура кипения воды при нормальном атмосферном давлении.

Величина градуса Цельсия равна градусу Кельвина. Связь между этими шкалами

$$T = t + 273,15. \quad (1.6)$$

Закон Бойля–Мариотта устанавливает зависимость удельного объема газа от его давления: при постоянной температуре он обратно пропорционален давлению:

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{p_1}{p_2}, \quad (\text{при } p = \text{const}); \quad (1.7)$$

$$p_1 v_1 = p_2 v_2; \quad (1.7a)$$

$$pv = \text{const} \quad (\text{при } t = \text{const}), \quad (1.7b)$$

где v_1, v_2, p_1, p_2 — удельные объемы и давления двух различных состояний газа.

Закон Гей–Люссака устанавливает зависимость удельного объема газа от его температуры: при постоянном давлении он прямо пропорционален абсолютным температурам:

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad (\text{при } p = \text{const}); \quad (1.8)$$

$$\frac{v_2}{T_2} = \frac{v_1}{T_1}; \quad (1.8a)$$

$$\frac{v}{T} = \text{const} \quad (\text{при } p = \text{const}), \quad (1.8b)$$

где T_1, T_2 — температура двух различных состояний газа.

Закон Шарля устанавливает зависимость давления газа от его температуры: при постоянном удельном объеме аб-

солютное давление газа прямо пропорционально температуре:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad (\text{при } v = \text{const}); \quad (1.9)$$

$$\frac{p_2}{T_2} = \frac{p_1}{T_1}; \quad (1.9a)$$

$$\frac{p}{T} = \text{const} \quad (\text{при } v = \text{const}). \quad (1.9б)$$

Связь между основными параметрами состояния идеального газа устанавливается уравнением Б. Клапейрона (1834 г.), которое он вывел на основе законов Бойля–Мариотта и Гей-Люссака. Это уравнение называется *характеристическим*, или уравнением *состояния* газа:

$$pv = RT, \quad (1.10)$$

где R — газовая постоянная данного газа, Дж/(кг·К).

Для M кг газа уравнение (1.10) имеет вид

$$pV = MRT. \quad (1.11)$$

Применив это уравнение к одному киломолю газа, Д. И. Менделеев получил следующее уравнение:

$$p\mu v = \mu RT, \quad (1.12)$$

где μR — универсальная газовая постоянная любого газа, кДж/(кмоль·К).

Эта величина представляет собой работу, совершаемую одним киломолем идеального газа при изменении его температуры на один градус при $p = \text{const}$.

По закону Авогадро при одинаковых значениях давления ($p = \text{const}$) и температуры ($T = \text{const}$) один киломоль любого газа занимает одинаковый объем, поэтому величина универсальной газовой постоянной (μR) не зависит от вида газа. Ее значение при нормальных условиях:

$$\mu R = \frac{p\mu v}{T}, \quad (1.13)$$

$$\mu R = \frac{101320 \cdot 22,4}{273,1} = 8314 \text{ Дж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}).$$

Тогда газовая постоянная для любого газа $R = 8314/\mu$.



1.1.2. ГАЗОВЫЕ СМЕСИ

Газовая смесь определяется составом и количеством каждого из компонентов, входящего в смесь, и может быть задана массовыми или объемными долями.

Массовая доля m_i определяется отношением массы i -го компонента газа к массе всего газа:

$$m_i = \frac{M_i}{M}, \quad (1.14)$$

где M_i — масса i -го компонента, кг; M — масса всей смеси, кг.

Объемная доля r_i — это отношение объема i -го компонента, входящего в смесь, к объему всей смеси при условии, что объем каждого компонента отнесен к давлению и температуре смеси (приведенный объем):

$$r_i = \frac{V_i}{V}, \quad (1.15)$$

где V_i — приведенный объем i -го компонента смеси газа, м^3 ; V — общий объем газовой смеси, м^3 .

Перевод массовых долей в объемные доли:

$$r_i = \frac{m_i / \mu_i}{\sum_{i=1}^n m_i / \mu_i}, \quad (1.16)$$

где μ_i — масса киломоля i -го компонента смеси газа, кг.

Перевод объемных долей в массовые доли:

$$m_i = \frac{r_i \mu_i}{\sum_{i=1}^n r_i \mu_i}. \quad (1.17)$$

Плотность смеси $\rho_{\text{см}}$, $\text{кг}/\text{м}^3$, определяется через объемные или массовые доли:

$$\rho_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n r_i \rho_i; \quad (1.18)$$

$$\rho_{\text{см}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n m_i / \rho_i}. \quad (1.19)$$

Удельный объем смеси $v_{\text{см}}$, м³/кг — величина, обратная плотности:

$$v_{\text{см}} = \frac{1}{\rho_{\text{см}}}. \quad (1.20)$$

Кажущуюся молекулярную массу смеси можно получить из уравнений (1.15) и (1.16):

$$\mu_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n r_i \mu_i = \frac{1}{\sum_{i=1}^n m_i / \mu_i}. \quad (1.21)$$

Газовую постоянную данной смеси $R_{\text{см}}$, Дж/(кг·К), можно выразить через газовые постоянные отдельных ее компонентов:

$$R_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n m_i R_i \quad (1.22)$$

или через кажущуюся молекулярную массу смеси:

$$R_{\text{см}} = \frac{8314}{\mu_{\text{см}}} = \frac{8314}{\sum_{i=1}^n r_i \mu_i}. \quad (1.23)$$

Давление газовой смеси $p_{\text{см}}$, Па, по закону Дальтона равно сумме парциальных давлений отдельных компонентов смеси:

$$p_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n p_i, \quad (1.24)$$

где $p_{\text{см}}$ — давление газовой смеси, Па; p_i — парциальное давление (при объеме газовой смеси) отдельного компонента, Па.

Парциальное давление p_i отдельных компонентов газовой смеси определяется через их объемные доли:

$$p_i = p_{\text{см}} r_i \quad (1.25)$$

или через массовые доли:

$$p_i = m_i \frac{r_i}{r_{\text{см}}} p_{\text{см}}. \quad (1.26)$$



1.1.3. ТЕПЛОЕМКОСТЬ ГАЗОВ

Количество теплоты, необходимое для нагревания единицы количества вещества на один градус, называется *удельной теплоемкостью*.

Различаются удельные теплоемкости:

- массовая c , Дж/(кг·К);
- объемная c' , Дж/(м³·К);
- мольная (μc), Дж/(кмоль·К).

Широкое применение в термодинамике имеют теплоемкости при постоянном давлении c_p и при постоянном объеме c_v . Теплоемкость идеальных газов зависит от температуры газа и увеличивается при ее повышении. Зависимость теплоемкости от температуры нелинейная, но в практических расчетах ее принимают линейной:

$$c = a + bt, \quad (1.27)$$

где a , b — опытные коэффициенты; t — температура газа, °С.

Для более точных расчетов в справочной литературе приводятся уточненные аналитические зависимости.

Согласно определению теплоемкость

$$c = \lim_{\Delta T \rightarrow 0} \frac{\Delta q}{\Delta T} = \frac{dq}{dT} \quad (1.28)$$

называется *истинной* и соответствует определенной температуре. При практических расчетах в широком температурном диапазоне используется *средняя теплоемкость*

$$c_m = \frac{c_m|_0^{t_2} t_2 - c_m|_0^{t_1} t_1}{t_2 - t_1}, \quad (1.29)$$

где $c_m|_0^{t_2}$, $c_m|_0^{t_1}$ — средние значения теплоемкостей, приводимые в таблицах в интервале температур от 0°С до t_1 и t_2 °С.

В приближенных расчетах (или в интервале температур от минус 50 до плюс 150°С) зависимостью теплоемкости от температуры пренебрегают и считают ее постоянной, соответствующей температуре 0°С (табл. 1.1).



Таблица 1.1

Мольная теплоемкость идеальных газов

Газ	кДж/(кмоль·К)		ккал/(кмоль·°С)	
	μc_v	μc_p	μc_v	μc_p
Одноатомный	12,6	20,9	3	5
Двухатомный	20,9	29,3	5	7
Трех- и более	29,3	37,3	7	9

В термодинамике важное значение имеет соотношение теплоемкостей c_p и c_v , которое обозначается буквой k и называется *показателем адиабаты*:

$$k = \frac{c_p}{c_v}. \quad (1.30)$$

По значениям теплоемкостей идеальных газов (табл. 1.1) можно получить показатели адиабаты:

- для одноатомного газа $k = \frac{\mu c_p}{\mu c_v} = \frac{5}{3} = 1,67$;
- для двухатомного газа $k = \frac{7}{5} = 1,4$;
- для трех- и многоатомного газа $k = \frac{9}{7} = 1,29$.

Количество теплоты q , Дж, подводимой или отводимой в термодинамическом процессе, можно вычислить по следующим формулам, которые справедливы и для истинной теплоемкости:

$$q = M c_m (t_2 - t_1); \quad (1.31)$$

$$q = V_0 c'_m (t_2 - t_1); \quad (1.32)$$

$$q = a \mu c_m (t_2 - t_1), \quad (1.33)$$

где V_0 — объем газа при нормальных условиях, м³; a — количество киломолей.

Связь между различными теплоемкостями:

$$c_m = \frac{\mu c_m}{\mu}; \quad (1.34)$$

$$c'_m = \frac{\mu c_m}{22,4} = c_m \rho_0. \quad (1.35)$$



Тогда теплоемкости газовых смесей

$$c_m = \sum_{i=1}^n \mu c_i m_i; \quad (1.36)$$

$$c' = \sum_{i=1}^n c'_i r_i; \quad (1.37)$$

$$\mu c = \sum_{i=1}^n \mu c_i r_i. \quad (1.38)$$

1.1.4. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС

При подводе (отводе) тепла к газу (рабочему телу), а также при приложении к газу внешней работы он проходит ряд состояний. Причем, как было сказано выше, эти состояния определяются параметрами p , v , T , а связь между ними — характеристическим уравнением $pv = RT$. Такой переход газа из начального состояния в конечное называется *термодинамическим процессом* изменения его состояния.

В общем случае, если к газу (рабочему телу) подводится тепло, то изменяются все его основные параметры: p , v , T . Уравнение, показывающее связь между параметрами идеального газа, характеризует то состояние, когда по всей его массе одни и те же *давление* и *температура*, а значит, и *удельный объем*. Такое состояние газа называется *равновесным*.

Термодинамика изучает в первую очередь равновесные состояния и процессы, представляющие собой цепь последовательных и непрерывных переходов от одного состояния к другому. Такие процессы, в которых изменения давления и температуры успевали бы распространяться по всему объему газа, должны протекать бесконечно медленно.

При соблюдении перечисленных условий процесс изменения состояния газа обладает свойством обратимости, т. е. проведения в обратном направлении. Такие процессы получили название *обратимых*. Причем параметры со-



стояния процессов, проходящих в прямом и обратном направлениях, должны совпадать.

Все процессы, протекающие в тепловых двигателях, происходят при конечных значениях скоростей и разности температур, поэтому обладают всеми признаками необратимости.

Ввиду сложности явлений, происходящих в *необратимых* процессах, термодинамика в первую очередь изучает обратимые процессы, а перенесение результатов их изучения на необратимые процессы, как правило, осуществляется при помощи коэффициентов, полученных опытным путем.

Процессы в термодинамике изучаются двумя методами:

- *аналитическим*;
- *графическим*.

Последний метод ценен своей простотой и наглядностью. В нем в основном используются две системы координат — pv (рис. 1.1) и Ts (рис. 1.2).

Координаты pv применяются для вычисления работы газа. В процессе 1–2 (рис. 1.1) давление все время меняется, поэтому используется следующий прием. Весь процесс разбивается на n очень малых элементов Δv , в каждом из которых давление p_i принимается постоянным. Поршень в одном из этих элементов процесса проходит отрезок Δh . Если

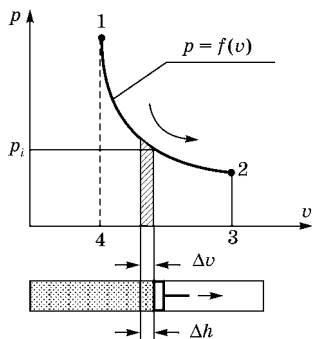


Рис. 1.1
Произвольный процесс изменения состояния газа в pv -координатах

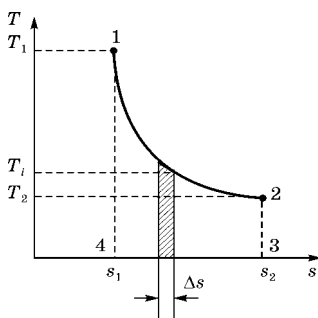


Рис. 1.2
Произвольный процесс изменения состояния газа в Ts -координатах

площадь поршня обозначим через f , то сила, действующая по нормали, будет равна $p_i \cdot f$, а элементарная работа Δl на Δh составит $\Delta l = p_i f \Delta h$. Произведение $f \Delta h$ есть объем, описанный поршнем на пути Δh , так что $\Delta l = p_i \Delta v$. Стоящее справа произведение соответствует площади заштрихованного на рис. 1.1 прямоугольника, следовательно, этой площадью измеряется работа.

Сумма всех n элементарных работ процесса 1–2:

$$l = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{i=1}^n p_i \Delta v. \quad (1.39)$$

Поэтому площадь 1–2–3–4–1 на рис. 1.1, образованная кривой процесса, осью абсцисс и крайними ординатами, измеряет работу расширения в процессе 1–2.

Как известно, пределом приведенной выше суммы, если $p = f(v)$, является интеграл

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv. \quad (1.40)$$

Графическое изображение процессов в p v -координатах наглядно иллюстрирует зависимость работы от пути процесса. Действительно, если процесс 1–2 пойдет по другой кривой, то и площадь под ней будет другая.

Рассмотрев произвольный процесс в T s -координатах, аналогично предыдущему анализу получим, что площадь 1–2–3–4–1 (рис. 1.2) измеряет количество тепла в процессе.

В термодинамике в зависимости от характера протекающих различаются следующие процессы:

- изохорный — процесс при постоянном объеме ($v = \text{const}$);
- изобарный — процесс при постоянном давлении ($p = \text{const}$);
- изотермический — процесс при постоянной температуре ($T = \text{const}$);
- адиабатный — процесс без теплообмена с внешней средой ($q = 0$);
- политропный — процесс обобщенный, в котором параметры изменяются согласно уравнению $p v^n = \text{const}$, где $(-\infty \leq n \leq +\infty)$.



1.1.5. КРУГОВОЙ ПРОЦЕСС

В процессе расширения рабочее тело, переходя из состояния 1 в состояние 3, выполняет работу. Для того чтобы процесс работы не ограничивался одним изменением рабочего тела (из состояния 1 в состояние 3), а продолжался неограниченно долго, необходимо рабочее тело из состояния 3 вернуть в состояние 1 (рис. 1.3).

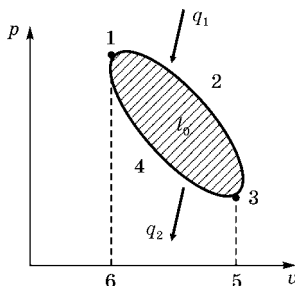


Рис. 1.3
Круговой процесс
в p v -координатах

Для этого необходимо периодически после совершения газом (рабочим телом) процесса расширения (по линии 1–2–3), сжимать газ (по линии 3–4–1), возвращая его в первоначальное состояние. Такой процесс, в течение которого газ претерпевает ряд изменений своего состояния и вновь возвращается в исходное, называется круговым, или циклом.

В процессе 1–2–3 рабочее тело за счет тепла q_1 совершает работу расширения, которая передается на вал машины. В p v -координатах она измеряется площадью 1–2–3–5–6–1. В процессе 3–4–1 для совершения работы сжатия расходуется энергия q_2 , отнятая от вала. За счет энергии q_2 совершается работа сжатия, которая измеряется площадью 1–4–3–5–6–1.

В описанном цикле рабочее тело совершает работу, измеряемую разностью $q_2 - q_1 = q_0$, т. е. площадью 1–2–3–4–1. Эта площадь называется полезной работой цикла и обозначается l_0 . Если работу расширения обозначить l_1 , а работу сжатия l_2 , то площадь 1–2–3–4–1 — полезная работа цикла $l_0 = l_2 - l_1$.

Из рис. 1.3 видно, что процесс сжатия необходимо провести таким образом, чтобы кривая линия 3–4–1 прошла ниже кривой 1–2–3, в противном случае машина не произведет полезной работы. Изменение состояния рабочего тела по линии 3–4–1 достигается отдачей тепла в холодный источник.

Отношение количества полезной механической энергии, полученной за счет тепловой энергии ($q_0 = q_1 - q_2$), к энергии, полученной от горячего источника (q_1), называется *термодинамическим коэффициентом полезного действия* (КПД) кругового процесса (цикла):

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{q_0}{q_1} = \frac{l_0}{l_1}. \quad (1.41)$$

Описанный обратимый цикл, состоящий из ряда обратимых равновесных процессов, называется *идеальным*, а машина, совершающая его, — *идеальной*. Подсчет величины работы в реальных машинах осуществляется путем

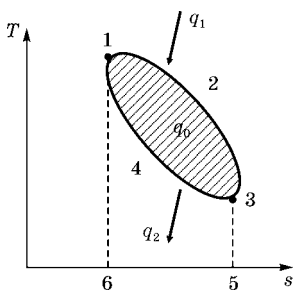


Рис. 1.4
Круговой процесс
в Ts -координатах

введения опытных коэффициентов, учитывающих различного рода потери.

В произвольном круговом процессе, изображенном в Ts -координатах (рис. 1.4), отношение площади диаграммы цикла к площади, измеряющей количество полученного тепла, определяет *термодинамический КПД* обратимого цикла:

$$\eta_T = \frac{q_1 - q_2}{q_1}.$$

Из проведенного рассмотрения обратимого кругового процесса можно сделать два важных вывода:

1) в pv - и Ts -координатах термодинамический КПД имеет одно и то же значение;

2) термодинамический КПД не может быть больше единицы.

1.1.6. ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ. ЭНТАЛЬПИЯ

Первый закон (начало) термодинамики:

- это частный случай всеобщего закона сохранения и превращения энергии (середина XVIII в., М. В. Ломоносов);
- устанавливает количественные и эквивалентные зависимости взаимопревращения теплоты и работы в термодинамических процессах;
- не рассматривает пределы и условия этих взаимопревращений, т. е. не противоречит полному превращению теплоты в работу и наоборот;
- опыт свидетельствует, что вся механическая энергия может быть преобразована в тепловую, но не вся тепловая энергия может быть обращена в механическую.

Первый закон гласит: *все подведенное к рабочему телу тепло расходуется на изменение его внутренней энергии и совершение работы расширения.*

Математическое выражение 1-го закона термодинамики:

$$dq = du + dl = du + pdv, \quad (1.42)$$

где q — удельная теплота, Дж/кг; u — удельная внутренняя энергия, Дж/кг; l — удельная работа изменения объема, Дж/кг.

Отсюда видно, что невозможно создать *вечный двигатель первого рода*, т. е. двигатель, который позволял бы получать работу без энергетических затрат.

В 1843 г. английский физик Джоуль сформулировал на основании проведенных им экспериментов весьма важный закон идеальных газов: «*Внутренняя энергия идеального газа зависит лишь от его температуры*», так как потенциальная энергия равна нулю (силы взаимодействия между молекулами отсутствуют). Температура идеального газа определяется внутренней кинетической энергией, а температура — параметр состояния термодинамической системы. Следовательно, *изменение внутренней энергии не зависит от вида процесса, а зависит только от начального и конечного состояний рабочего тела, которые определяются по его параметрам.*



Для вывода расчетного уравнения изменения внутренней энергии любого рабочего тела рассмотрим процесс подвода теплоты к рабочему телу массой 1 кг, заключенному в сосуд постоянного объема. В этом случае удельный объем тела не изменяется, поэтому не совершается работа изменения объема и вся подводимая теплота расходуется только на увеличение его внутренней энергии:

$$dq = du. \quad (1.42a)$$

Так как процесс изохорный, то

$$dq = c_v dT, \quad (1.42b)$$

где c_v — средняя удельная массовая изохорная теплоемкость, Дж/(кг·К).

Следовательно,

$$du = c_v dT. \quad (1.43)$$

После интегрирования получим

$$u_2 - u_1 = c_v(T_2 - T_1), \quad (1.43a)$$

где u_1, u_2 — удельная внутренняя энергия в начале и в конце процесса, Дж/кг; T_2 и T_1 — начальная и конечная температура в термодинамическом процессе, К.

Подставив в уравнение (1.42) выражение

$$pdv = d(pv) - vdp,$$

получим

$$dq = du + d(pv) - vdp$$

или

$$dq = d(u + pv) - vdp. \quad (1.44)$$

С учетом обозначений

$$i = u + pv \quad (1.45)$$

получим

$$dq = di - vdp. \quad (1.46)$$

Величина i является новой *функцией состояния*, так как она определена значениями внутренней энергии u , давления p и удельного объема v . Эту величину называют



удельной энтальпией, Дж/кг — функцией состояния системы, равной сумме внутренней энергии u и работы ввода тела удельным объемом v в среду с давлением p . Уравнение (1.46) иногда называют второй формой первого закона термодинамики.

Изменение удельной энтальпии в любом термодинамическом процессе определяется только начальным и конечным состоянием тела и не зависит от характера процесса.

Физический смысл энтальпии можно пояснить на следующем примере (рис. 1.5).

Энергия системы E складывается из внутренней энергии рабочего тела U и потенциальной энергии Gy поршня с грузом в поле внешних сил:

$$E = U + Gy.$$

В условиях равновесия ($G = pF$) эту функцию можно выразить через параметры тела

$$E = U + pFy = U + pV = I,$$

где I — энтальпия.

Получается, что $E = I$, т. е. энтальпию можно трактовать как *энергию расширенной системы*.

Из уравнения (1.46) следует, что если $p = \text{const}$, то

$$dq = di. \quad (1.46a)$$

Теплота, подведенная при *постоянном давлении*, идет только на изменение энтальпии данной системы. Это выражение часто используется в расчетах, так как огромное количество процессов подвода теплоты идет в теплоэнергетике при $p = \text{const}$ (в паровых котлах, камерах сгорания газовых турбин, теплообменных аппаратах и т. д.).

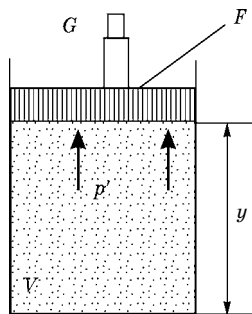


Рис. 1.5
К определению физического смысла энтальпии:

G — вес груза; F — площадь поперечного сечения сосуда; V, p — объем и давление газа; y — высота.

Так как

$$di = du + d(pv) = c_v dT + R dT,$$

то

$$di = (c_v + R)dT.$$

В соответствии с законом Майера

$$c_v + R = c_p$$

получим

$$di = c_p dT. \quad (1.47)$$

Таким образом, изменение энтальпии идеального газа численно равно количеству теплоты, подводимой к газу в момент его нагревания при постоянном давлении.

1.1.7. ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ. ЭНТРОПИЯ

Если первый закон термодинамики показывает, на что расходуется подведенное к рабочему телу тепло, то второй закон устанавливает *направление самопроизвольных процессов* в природе и определяет *условия превращения теплоты в работу*. Согласно этому закону теплота в природе самопроизвольно переходит от более нагретых тел к менее нагретым.

В технике это реализуется в тепловых двигателях (рис. 1.6).

Все тепловые двигатели должны иметь:

- источник теплоты;

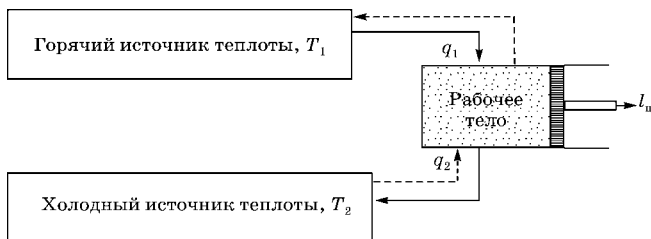


Рис. 1.6
Принципиальная схема теплового двигателя

- рабочее тело, которое совершает замкнутый (круговой) процесс — цикл;
- холодный источник (по существующему фундаментальному закону природы).

В существующих двигателях горячими источниками служат химические реакции сжигания топлива или внутриядерные реакции, а в качестве холодного источника используется окружающая среда (атмосфера).

Второй закон термодинамики гласит, что вечный двигатель второго рода невозможен, т. к. это двигатель без холодного источника.

Второй закон:

- дополняет первый закон;
- вводит новый параметр — энтропию s , Дж/(кг·К), так как для термодинамики важно простым методом определять передачу энергии в форме теплоты;
- рассматривает условия взаимопревращения теплоты и работы, утверждает невозможность полного взаимопревращения теплоты и работы, устанавливает пределы и причины этого превращения;
- согласно постулату Клаузиуса (1850) *теплота не может переходить сама собой от более холодного тела к более горячему.*

Используя равенство

$$dq = c_v dT + p dv,$$

с учетом того, что $p/T = R/v$, получим

$$\frac{dq}{T} = \frac{c_v dT + p dv}{T} = \left(c_v \frac{dT}{T} \right) + \left(R \frac{dv}{v} \right). \quad (1.48)$$

Выражение dq/T при равновесном состоянии газа — полный дифференциал некоторой функции состояния, называемой *энтропией* — s , Дж/(кг·К),

$$ds = \frac{dq}{T}. \quad (1.49)$$

Уравнение (1.49) принято считать аналитическим выражением второго закона термодинамики для равновесных процессов. Это уравнение справедливо как для идеальных газов, так и для реальных тел.



Исходя из уравнения (1.49), можно сказать, что энтропия изменяется в равновесных процессах только вследствие подвода или отвода тепла.

Проинтегрируем (1.48) с учетом (1.49) и, приняв $c_v = \text{const}$, получим

$$s_2 - s_1 = c_v \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + R \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right), \quad (1.50)$$

где s_1, s_2 — значения энтропии в начале и в конце термодинамического процесса.

Используя уравнения состояния для двух состояний газа 1 и 2 $T_2/T_1 = (p_2 v_2)/(p_1 v_1)$ или $v_2/v_1 = (T_2 p_1)/(T_1 p_2)$ и подставив их в формулу (1.50), получим следующие формулы для изменения энтропии:

$$s_2 - s_1 = c_p \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right); \quad (1.51)$$

$$s_2 - s_1 = c_v \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) + c_p \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right). \quad (1.51a)$$

В технической термодинамике приходится иметь дело не с абсолютными значениями энтропии, а с ее изменениями. Условный отсчет значений энтропии ведется от нормального состояния рабочего тела ($v = v_{\text{нор}}$; $T = 273^\circ\text{K}$; $s_1 = 0$).

Для любого состояния идеального газа с параметрами T и v значение энтропии

$$s = c_v \ln\left(\frac{T_1}{273}\right) + R \ln\left(\frac{v_1}{v_n}\right). \quad (1.52)$$

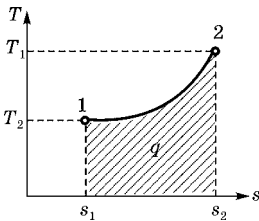


Рис. 1.7
Графическое изображение теплоты в Ts -координатах

Уравнение (1.52) показывает, что для любого состояния идеального газа, характеризуемого параметрами T и v , можно вычислить значение s , поскольку оно зависит от указанных параметров, следовательно, s представляет собой тоже параметр состояния.

Понятие энтропии позволяет ввести очень удобную для термоди-



намических расчетов Ts -диаграмму (рис. 1.7). Графическое изображение теплоты — площадь, ограниченная линией процесса, крайними ординатами и осью абсцисс (площадь $1-2-s_2-s_1-1$).

1.2. ОСНОВНЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ

1.2.1. ИЗОХОРНЫЙ ПРОЦЕСС

По определению изохорный процесс протекает при постоянном объеме ($v = \text{const}$), следовательно, внешней работы расширения газа не происходит.

К такому же выводу приводит и анализ первого закона термодинамики применительно к этому процессу. Действительно, $dq = du + dl = du + pdv$, а так как $v = \text{const}$, то $dv = 0$ и $dl = 0$.

Отсюда следует, что все подведенное тепло расходуется на увеличение внутренней энергии газа. В случае же отвода тепла от газа внутренняя энергия уменьшается.

В любом процессе количество тепла, подводимое к единице количества газа, равно

$$dq = cdT, \quad (1.53)$$

для изохорного процесса

$$dq = c_v dT. \quad (1.54)$$

Так как $v = \text{const}$, то

$$dq = du \quad \text{и} \quad du = c_v dT. \quad (1.55)$$

Для одного килограмма газа удельное количество тепла q , Дж/кг:

$$q = c_v(t_2 - t_1). \quad (1.56)$$

Характеристические уравнения для двух состояний газа 1, 2:

$$p_1 v = RT_1 \quad \text{и} \quad p_2 v = RT_2.$$

Разделив почленно эти два уравнения одно на другое, получим

$$p_2/p_1 = T_2/T_1, \quad \text{откуда} \quad p/T = \text{const}. \quad (1.57)$$



Последнее уравнение свидетельствует о том, что в изохорном процессе *давление газа изменяется прямо пропорционально его абсолютной температуре* (закон Шарля: $p/T = \text{const}$).

Изохорный процесс в $p\nu$ -координатах изображается *прямой линией*, перпендикулярной оси удельных объемов (рис. 1.8), которая называется *изохорой*.

Из этого рисунка следует, что подводимое к газу тепло идет на увеличение внутренней энергии, в связи с чем давление возрастает (1–2). Процесс с отводом тепла (1–3) свидетельствует об уменьшении давления.

На рис. 1.8 площадь, измеряющая внешнюю работу, равна нулю, следовательно, и работа равна нулю.

Следует отметить, что в силу отсутствия в идеальном газе сил сцепления между молекулами, уравнение изменения внутренней энергии будет справедливо для любого процесса

$$u_2 - u_1 = c_v(T_2 - T_1) = c_v(t_2 - t_1). \quad (1.58)$$

Если в формулу (1.50), определяющую изменение энтропии, подставить $\nu_1 = \nu_2$, то для изохорного процесса при $c_v = \text{const}$ получим

$$s_2 - s_1 = c_v \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right). \quad (1.59)$$

Это уравнение показывает, что *изохора в Ts -координатах представляет собой логарифмическую кривую* (рис. 1.9).

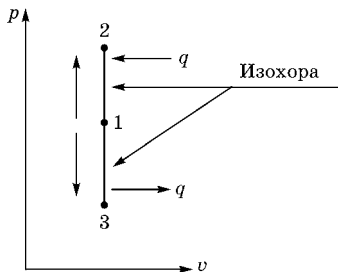


Рис. 1.8
График изохорного процесса
газа в $p\nu$ -координатах

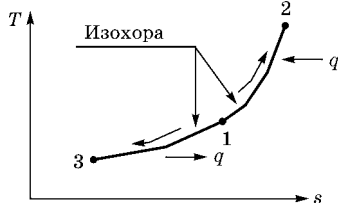


Рис. 1.9
График изохорного процесса
в Ts -координатах

Для случая подвода тепла к газу эта кривая (1–2) идет в сторону увеличения энтропии и вверх, так как внутренняя энергия, а вместе с ней и его температура, возрастает. При отводе тепла изохора идет в сторону уменьшения энтропии и вниз (1–3).

1.2.2. ИЗОБАРНЫЙ ПРОЦЕСС

Изобарным называют процесс, проходящий при постоянном давлении ($p = \text{const}$). Следовательно, в нем происходит внешняя работа расширения газа.

В соответствии с первым законом термодинамики будем иметь

$$dq = du + dl = c_v dT + pdv = c_p dT. \quad (1.60)$$

Работа расширения определится из выражения $dl = pdv$ следующим образом:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} pdv = p \int_{v_1}^{v_2} dv = p(v_2 - v_1). \quad (1.61)$$

Следовательно, в pv -координатах изобарный процесс отражен прямой линией, параллельной оси абсцисс (рис. 1.10). Причем процесс с подводом тепла (1–2) пойдет вправо в сторону увеличения удельного объема, а с отводом тепла — влево (1–3) в сторону уменьшения удельного объема. Работа будет определяться площадью 1–2– v_2 – v_1 –1, т. е. $l = p(v_2 - v_1)$.

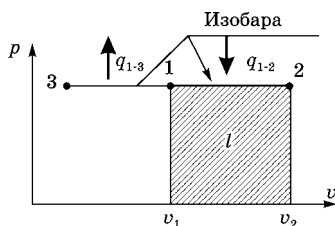


Рис. 1.10
Изобарный процесс
в pv -координатах

Из уравнения состояния $pv = RT$ можно найти соотношение между параметрами v и T , $\frac{v_1}{T_1} = \frac{R}{p}$, откуда по закону Гей-Люссака

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{v}{T}. \quad (1.62)$$

Значит, изменение удельного объема прямо пропорционально изменению температуры.

Работа в изобарном процессе для идеального газа, учитывая характеристическое уравнение $p\nu = MRT$, будет равна

$$p(\nu_2 - \nu_1) = MR(T_2 - T_1) \quad (1.63)$$

или

$$L = MR(T_2 - T_1). \quad (1.64)$$

Тогда

$$q_p = c_v(t_2 - t_1) + R(T_2 - T_1) \quad (1.65)$$

или

$$c_p(t_2 - t_1) = c_v(t_2 - t_1) + R(T_2 - T_1), \quad (1.66)$$

где разности температур относятся к одним и тем же состояниям газа и поэтому равны между собой, а сокращение дает

$$c_p - c_v = R. \quad (1.67)$$

Уравнение (1.67) часто называют *уравнением Майера*.

Из уравнений $dq = c_v dT + pd\nu$ и $dq = du + dl$ следует, что, например, в процессе изобарного расширения часть теплоты идет на увеличение внутренней энергии, так как повышается температура, а часть теплоты идет на работу расширения, так как увеличивается удельный объем. Для определения доли теплоты, расходуемой на внешнюю работу, разделим все члены последнего уравнения на dq , в результате получим

$$1 = \frac{du}{dq} + \frac{dl}{dq}; \quad \frac{dl}{dq} = 1 - \frac{du}{dq},$$

откуда с учетом $du = c_v dT$, $dq = c_p dT$ и $c_p/c_v = k$, получим

$$\frac{dl}{dq} = 1 - \frac{c_v dT}{c_p dT} = 1 - \frac{c_v}{c_p} = 1 - \frac{1}{k}. \quad (1.68)$$

Доля теплоты, затраченная на работу, например, для двухатомного газа ($k = 1,4$), в соответствии с уравнением (1.68) равна примерно одной трети, а две трети расходуется на увеличение внутренней энергии:

$$\frac{dl}{dq} = 1 - \frac{1}{k} = 1 - \frac{1}{1,4} = 0,285.$$



Уравнение изобары в Ts -координатах можно получить, если формулу (1.51) записать для изобарного процесса с учетом того, что $p_2 = p_1$ и $\ln(p_2/p_1) = 0$,

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1}. \quad (1.69)$$

Формула (1.69) представляет собой уравнение логарифмической кривой (рис. 1.11). По структуре уравнение изобары подобно уравнению изохоры.

Для случая подвода тепла к газу в изобарном процессе (1–2') в Ts -координатах изобара располагается ниже изохоры (1–2), для случая отвода тепла — выше нее. В обоих случаях линия изохоры идет круче линии изобары. Отличие заключается в коэффициентах перед логарифмами, равных теплоемкостям c_p и c_v . Так как $c_p > c_v$, то при одних и тех же температурах T_1 и T_2 изменение энтропии в изобарном процессе больше ($s_2 - s_1)_p > (s_2 - s_1)_v$, чем в изохорном процессе.

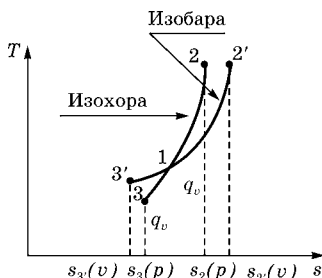


Рис. 1.11
Взаимное расположение
изобары и изохоры
в Ts -координатах

1.2.3. ИЗОТЕРМИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС

Процесс, в котором подвод тепла к рабочему телу (газу) (отвод тепла от него) происходит при постоянной температуре ($T = \text{const}$), называется *изотермическим*.

Уравнение изотермического процесса можно вывести из характеристического уравнения для двух состояний 1 и 2: $p_1 v_1 = RT_1$ и $p_2 v_2 = RT_2$, откуда при $T = \text{const}$

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 \quad \text{или} \quad pv = \text{const}. \quad (1.70)$$

Уравнение (1.70) является следствием закона Бойля–Мариотта:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{v_2}{v_1},$$

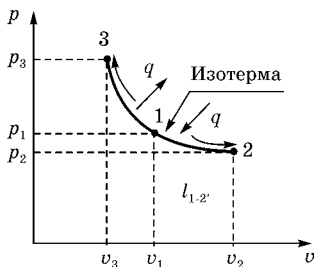


Рис. 1.12
Изотермический процесс
в p - v -координатах

Работа расширения измеряется площадью, расположенной под кривой процесса ($2-v_2-v_1-1-2$), работа сжатия — площадью, расположенной под кривой процесса ($1-v_1-v_3-3-1$).

Из математики известно, что площадь, расположенная под равнобокой гиперболой, а следовательно, и работа 1 кг идеального газа равна

$$l = RT \ln \frac{v_2}{v_1} = p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1} = p_1 v_1 \ln \frac{p_1}{p_2}. \quad (1.71)$$

Для любого процесса изменения внутренней энергии равно $u_1 - u_2 = c_v(T_1 - T_2)$, откуда следует, что при $T = \text{const}$; $T_2 - T_1 = 0$ и $u_2 - u_1 = 0$.

Таким образом, в изотермическом процессе изменения внутренней энергии газа не происходит и, следовательно, все тепло, подводимое к газу, расходуется на совершение внешней работы $dq = dl$.

Тогда для 1 кг газа

$$l = RT \ln \frac{v_2}{v_1} = RT \ln \frac{p_1}{p_2}. \quad (1.72)$$

Так как $q = c(t_2 - t_1)$, то значение теплоемкости в процессе

$$c = \frac{q}{t_2 - t_1}. \quad (1.73)$$

При $(t_2 - t_1) \rightarrow 0$ $c \rightarrow \infty$, т. е. теплоемкость в изотермическом процессе стремится к бесконечности.

Физический смысл полученного значения теплоемкости заключается в следующем: при $c \rightarrow \infty$ нет возможности

который гласит, что в изотермическом процессе давление газа изменяется обратно пропорционально его удельному объему.

Уравнение (1.70) описывает равнобокую гиперболу, следовательно, изотермический процесс в p - v -координатах изображается равнобокой гиперболой, которая называется *изотермой* (рис. 1.12).

изменить температуру газа, поэтому $T = \text{const}$, так как для этого газа было бы необходимо сообщить теплоту, равную $q = \infty$, что практически невозможно.

Изотерма в Ts -координатах изображается прямой линией (рис. 1.13), перпендикулярной оси ординат ($T = \text{const}$). Изотермическому процессу расширения при подводе тепла к газу (энтропия возрастает) соответствует линия 1–2, изотермическому сжатию (энтропия уменьшается) — прямая линия 1–3.

Количество тепла, участвующее в этом процессе, определяется площадью 1– s_1 – s_2 –2–1 (1– s_1 – s_3 –3–1), которая равна $q = T(s_2 - s_1)$ или $q = T(s_1 - s_3)$.

Для определения величины изменения энтропии ($s_2 - s_1$) или ($s_1 - s_3$) можно воспользоваться формулами (1.50; 1.51)

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right) + R \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right);$$

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right) - R \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right).$$

Первый член правой части этих формул (при $T_1 = T_2$) равен нулю, так как $T_1/T_2 = 1$, следовательно, $\ln(T_1/T_2) = \ln 1 = 0$.

Из этого следует, что

$$s_2 - s_1 = R \ln \frac{p_1}{p_2} = R \ln \frac{v_2}{v_1}. \quad (1.74)$$

1.2.4. АДИАБАТНЫЙ ПРОЦЕСС

Процесс, в котором тепло к газу не подводится и от него не отводится, называют *адиабатным*. В нем изменяются все основные параметры состояния. Адиабатный процесс на практике в чистом виде не встречается, так как между рабочим телом и окружающей средой всегда существует

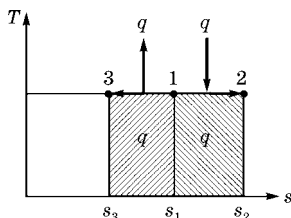


Рис. 1.13
Изотермический процесс
в Ts -координатах

теплообмен. Вследствие этого адиабатный процесс является теоретической абстракцией.

Аналитическое выражение первого закона термодинамики для адиабатного процесса, при котором $q = 0$, принимает следующий вид:

$$(u_2 - u_1) + l = 0,$$

откуда

$$l = -(u_2 - u_1) = c_v(T_1 - T_2). \quad (1.75)$$

Из этого следует, что в адиабатном процессе расширения газа работа совершается за счет уменьшения его внутренней энергии. В обратном процессе (адиабатного сжатия) затрачиваемая внешняя работа расходуется на увеличение его внутренней энергии.

Уравнение адиабаты можно получать из первого закона термодинамики $dq = du + dl$, который с учетом $dq = 0$; $du = c_v dT$ и $dl = pdv$, можно записать

$$c_v dT + pdv = 0. \quad (1.76)$$

Учитывая, что

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_v + R}{c_v} = 1 + \frac{R}{c_v},$$

откуда

$$c_v = \frac{R}{k-1}, \quad (1.77)$$

и, подставив значение c_v в уравнение первого закона термодинамики для адиабатного процесса, получим

$$\frac{R}{k-1} dT + pdv = 0 \quad \text{или} \quad Rdt = -(k-1)pdv. \quad (1.78)$$

Дифференцируя уравнение $pv = RT$, получим

$$pdv + vdp = Rdt. \quad (1.79)$$

Подставив уравнение (1.78) в (1.79), получим

$$pdv + vdp + (k-1)pdv = 0,$$

откуда

$$vdp + kpdv = 0. \quad (1.80)$$



Разделив почленно уравнение (1.80) на pv и интегрируя полученное выражение при $k = \text{const}$, получим

$$\ln p + k \ln v = \text{const} \quad \text{или} \quad \ln(pv^k) = \text{const},$$

откуда можно получить уравнение адиабаты в следующем виде:

$$pv^k = \text{const}. \quad (1.81)$$

Кривая линия, выраженная уравнением (1.81), носит название *обобщенной гиперболы* (рис. 1.14), площадь под которой $(1-v_1-v_2-2-1)$ определяет работу.

Для того чтобы получить зависимость между параметрами T и v , необходимо из уравнения адиабаты (1.81) исключить параметр p при помощи уравнения состояния

$$pv = RT. \quad (1.82)$$

В результате получим уравнение $Tv^{k-1} = \frac{\text{const}}{R}$, а так как $R = \text{const}$, то

$$Tv^{k-1} = \text{const}. \quad (1.83)$$

Для состояний 1 и 2 процесса

$$T_1 v_1^{k-1} = T_2 v_2^{k-1}. \quad (1.84)$$

Чтобы получить зависимость T и p , необходимо из уравнения адиабаты (1.81) исключить параметр v также с помощью характеристического уравнения, тогда

$$T^k p^{k-1} = \text{const}, \quad (1.85)$$

т. е. для состояний 1 и 2 процесса:

$$T_1^k p_1^{k-1} = T_2^k p_2^{k-1}. \quad (1.86)$$

Каждое из трех уравнений адиабаты (1.81), (1.83), (1.85) позволяет найти параметры состояния в любой точке процесса, если известен один из ее параметров.

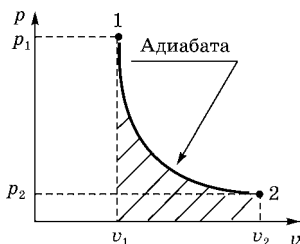


Рис. 1.14
Адиабатный процесс
в pv -координатах

Если из формулы работы (1.75) при $c_v = \text{const}$ исключить значение температуры и воспользоваться характеристическим уравнением, то получим

$$l = c_v \left(\frac{p_1 v_1}{R} - \frac{p_2 v_2}{R} \right),$$

далее

$$\frac{c_v}{R} = \frac{c_v}{c_p - c_v} = \frac{1}{(c_p - c_v)/c_v} = \frac{1}{k - 1}. \quad (1.87)$$

После подстановки формула, определяющая работу газа в адиабатном процессе, примет вид

$$l = \frac{1}{k - 1} (p_1 v_1 - p_2 v_2). \quad (1.88)$$

Данную формулу, пользуясь зависимостями $pv^k = \text{const}$, $Tv^{k-1} = \text{const}$ и $T^k p^{1-k} = \text{const}$, можно связать с отношениями объемов или давлений, или отношениями температур. Для этого надо путем простых алгебраических преобразований исключить один из четырех параметров состояния.

Сравнивая уравнения изотермы ($pv = \text{const}$) и адиабаты ($pv^k = \text{const}$), можно сказать, что при $k > 1$ адиабата будет проходить круче изотермы.

По определению для адиабатного процесса $dq = 0$. Подставляя это в уравнение $ds = dq/T$, получим $ds = 0$, значит, $s = \text{const}$, т. е. в адиабатном процессе энтропия газа остается постоянной. Таким образом, в Ts -координатах адиабатный процесс изобразится прямой линией, параллельной оси ординат (рис. 1.15). Линия 1–2, направленная в сторону увеличения температур, изображает процесс сжатия, а линия 1–3 — процесс расширения. Площадь, измеряющая количество подведенного тепла, равна нулю, что соответствует смыслу адиабатного процесса. Так как в адиабатном процессе $s = \text{const}$, то его называют *изоэнтропным*.



Рис. 1.15
Адиабатный процесс
в Ts -координатах

1.2.5. ПОЛИТРОПНЫЙ ПРОЦЕСС

Все рассмотренные выше термодинамические процессы являются частными случаями *обобщенного политропного* процесса.

Уравнение политропного процесса

$$pv^n = \text{const}, \quad (1.88a)$$

где n — постоянное число для рассматриваемого процесса и называется показателем политропы.

Количество политропных процессов бесконечно велико и каждому соответствует свое значение показателя политропы. В общем случае оно может выражаться в интервале $-\infty < n < +\infty$.

При $n \rightarrow \pm\infty$ уравнение политропы будет выражать изохорный процесс. Для доказательства этого представим уравнение политропного процесса в виде

$$p_1 v_1^n = p_2 v_2^n, \quad (1.88б)$$

извлечем корень n -й степени из обеих частей уравнения (1.88б) и получим

$$v_1 p_1^{1/n} = v_2 p_2^{1/n}. \quad (1.88в)$$

При $n \rightarrow \pm\infty$, $p \rightarrow 1$, следовательно, $v_1 = v_2$, т. е. $v = \text{const}$.

Если $n = 0$, то $v^n = 1$, и уравнение политропы превращается в уравнение *изобарного* процесса $p = \text{const}$.

При $n = 1$ уравнение политропы (1.88а) принимает вид уравнения *изотермы* $pv = \text{const}$, а если $n = k$, то уравнение $pv^k = \text{const}$ опишет кривую *адиабаты*.

Уравнение политропного процесса выводится на основе уравнений первого закона термодинамики $dq = du + pdv$ и $dq = di - vdp$, внутренней энергии $u = c_v T$ и энтальпии $i = c_p T$:

$$dq = cdT = c_v dT + pdv = c_p dT - vdp. \quad (1.89)$$

Отсюда следует: $(c - c_v)dT = pdv$ и $(c - c_p)dT = -vdp$.

Обозначим $n = \frac{c - c_p}{c - c_v}$, тогда $n = -\frac{v}{dv} \cdot \frac{dp}{p}$ или

$$n \frac{dv}{v} + \frac{dp}{p} = 0. \quad (1.90)$$



После интегрирования уравнения (1.90) при $n = \text{const}$ получим $\ln(pv^n) = \ln(\text{const})$, т. е. уравнение политропного процесса будет иметь вид

$$pv^n = \text{const}. \quad (1.91)$$

Связь между параметрами двух точек процесса вытекает из уравнения политропы и характеристического уравнения (аналогичная связь была получена для адиабатного процесса)

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^n; \quad (1.92)$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{n-1}; \quad (1.92a)$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{(n-1)/n}. \quad (1.93)$$

Изменение внутренней энергии в любом процессе идеального газа определяется уравнением $u_2 - u_1 = c_v(T_2 - T_1)$.

Изменение энтальпии можно найти из уравнений

$$i = u + (pv) \quad \text{и} \quad i = c_p T, \\ i_2 - i_1 = (u_2 - u_1) + [(p_2 v_2) - (p_1 v_1)] = c_p(T_2 - T_1). \quad (1.94)$$

Теплоемкость политропного процесса вычисляется из уравнения

$$n = \frac{c - c_p}{c - c_v},$$

тогда

$$c = c_v \frac{n - k}{n - 1}, \quad (1.95)$$

где $k = c_p / c_v$ — показатель адиабаты.

Количество теплоты, подведенной (отведенной) в политропном процессе:

$$dq = cdT, \quad \text{значит,} \quad q = c(T_2 - T_1). \quad (1.96)$$

Работу в процессе можно получить из определения работы:

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

и уравнения политропного процесса

$$pv^n = \text{const}, \text{ т. е. } pv^n = p_1v_1^n = p_2v_2^n,$$

тогда

$$l = \int_{v_1}^{v_2} pdv = \int_{v_1}^{v_2} \frac{p_1v_1^n}{v^n} dv = \frac{p_1v_1^n}{n-1} \left(\frac{1}{v_1^{n-1}} - \frac{1}{v_2^{n-1}} \right) = \frac{p_1v_1 - p_2v_2}{n-1}. \quad (1.97)$$

Бесконечное множество политропных процессов можно разделить на три группы (I, II, III) (рис. 1.16).

Для первой группы (I) (при $-\infty < n < +1$) характерно то, что в процессах расширения теплота расходуется на *изменение внутренней энергии* и на *совершение работы* против внешних сил. В процессах сжатия, наоборот, теплота выделяется во внешнюю среду за счет уменьшения внутренней энергии и совершения работы сжатия внешними силами.

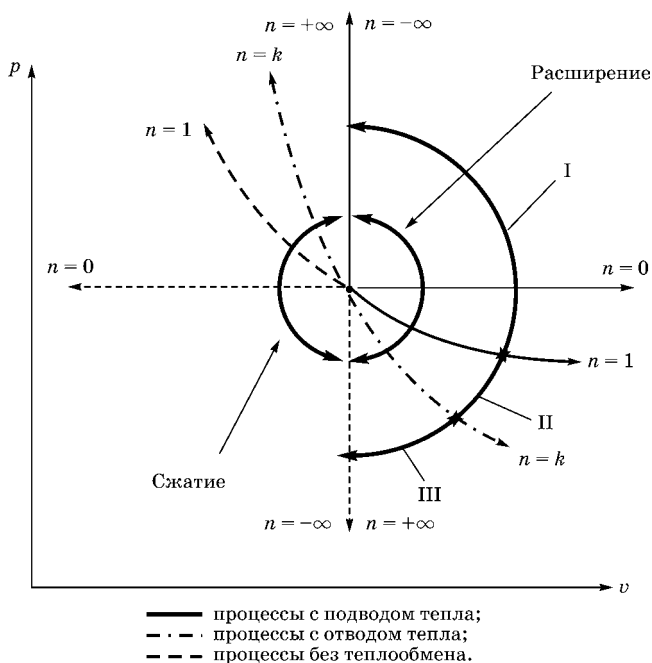


Рис. 1.16
 Основные процессы в pv -координатах

Процессы второй группы (II) (при $+1 < n < +k$) отличаются тем, что работа расширения в них производится за счет внешней теплоты и изменения внутренней энергии. В процессах сжатия затраченная работа частично переходит в эквивалентное количество теплоты, отводимой во внешнюю среду и на увеличение внутренней энергии.

В процессе третьей группы (III) (при $k < n < +\infty$) при расширении внутренняя энергия расходуется на выполнение работы и теплоту, отводимую в окружающую среду, при сжатии — наоборот.

Для нахождения изменения энтропии в политропном процессе воспользуемся первым ($dq = du + pdv$) и вторым ($ds = dq / T$) законами термодинамики:

$$ds = \frac{dq}{T} = \frac{du + pdv}{T} = c_v \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v}. \quad (1.98)$$

Интегрируя уравнение (1.97), получим

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} = c \ln \frac{T_2}{T_1}. \quad (1.99)$$

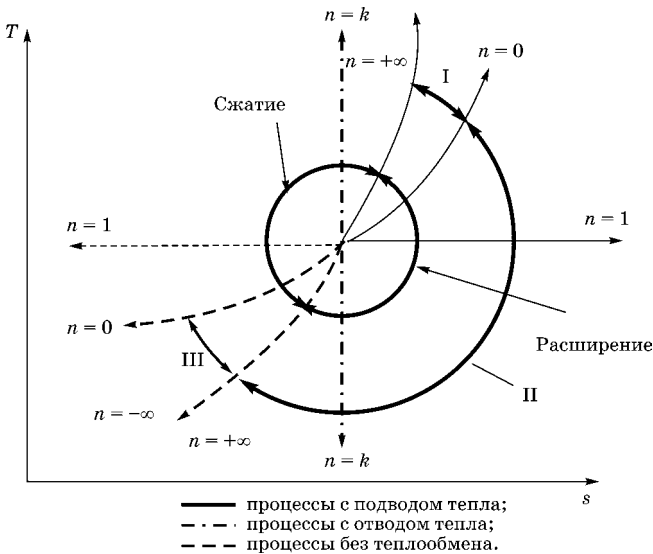


Рис. 1.17
 Основные процессы в Ts -координатах

Т а б л и ц а 1.2

Расчетные формулы

Процесс	Уравнение процесса	Соотношение между параметрами	Механическая работа, Дж	Теплота, Дж
Изохорный	$v = \text{const}$	$\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2}$	$l = 0$	$q = c_v(T_2 - T_1)$
Изобарный	$p = \text{const}$	$\frac{v_1}{T_1} = \frac{v_2}{T_2}$	$l = p(v_2 - v_1) = R(T_2 - T_1)$	$q = c_p(T_2 - T_1)$
Изотермический	$T = \text{const}$ $pv = \text{const}$	$p_1v_1 = p_2v_2$	$l = RT \ln \frac{v_1}{v_2} = RT \ln \frac{p_1}{p_2}$	$q = l$
Адиабатный	$pv^k = \text{const}$	$p_1v_1^k = p_2v_2^k$ $T_1v_1^{k-1} = T_2v_2^{k-1}$	$l = \frac{p_1v_1 - p_2v_2}{k-1} = \frac{R(T_1 - T_2)}{k-1}$	$q = 0$
Политропный	$pv^n = \text{const}$	$p_1v_1^n = p_2v_2^n$ $T_1v_1^{n-1} = T_2v_2^{n-1}$	$l = \frac{p_1v_1 - p_2v_2}{n-1} = \frac{R(T_1 - T_2)}{n-1}$	$q = c_v \frac{n-k}{n-1} \times (T_2 - T_1)$

На рис. 1.17 представлены основные термодинамические процессы в Ts -координатах.

В табл. 1.2 сведены расчетные формулы всех термодинамических процессов. В таблице k и n — соответственно показатели адиабаты и политропы.

1.3. КРУГОВЫЕ ПРОЦЕССЫ (ЦИКЛЫ)

1.3.1. ЦИКЛ КАРНО

Для практики важна степень использования затрачиваемого в круговом процессе тепла. Поэтому представляют интерес именно те идеальные циклы, которые являются наиболее совершенными, т. е. имеют наибольший термодинамический КПД.



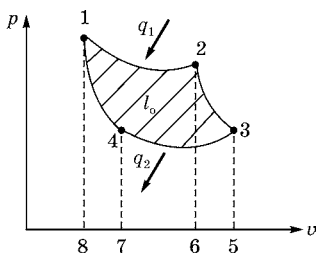


Рис. 1.18
Прямой цикл Карно
в p - v -координатах

Одним из таких идеальных круговых процессов является обратимый цикл, исследованный французским ученым и инженером Сади Карно (1824 г.), впоследствии названный его именем. Цикл Карно, который осуществляется как обратимый, состоит в следующем. Рабочее тело находится в теплонепроводящем цилиндре, имея, однако,

возможность в необходимых случаях (путем, например, временного снятия изоляции) приходить в соприкосновение и обмениваться теплом с двумя источниками тепла, из которых один имеет температуру T_1 , а другой — температуру T_2 .

Начальное состояние рабочего тела в p - v -координатах характеризуется точкой 1 (рис. 1.18). От него начинается *изотермический* процесс расширения, который в p - v -координатах изображается кривой 1–2. Этот процесс может протекать при условии подвода тепла q_1 рабочему телу.

Так как процесс изотермический, то рабочее тело все время имеет одну и ту же температуру, равную температуре источника тепла, и, следовательно, для соблюдения обратимости процесса 1–2 достаточно иметь только один верхний источник. Площадь фигуры 1–2–6–8–1 на диаграмме в p - v -координатах равна работе газа в процессе.

После осуществления процесса 1–2 от рабочего тела отключается источник тепла, и тело продолжает расширяться без теплообмена с окружающей средой — *адиабатически* по линии 2–3. Работа газа в этом процессе отражена площадью 2–3–5–6–2. На этом расширение рабочего тела завершается.

Дальнейшее изменение состояния рабочего тела связано с возвращением газа в начальное состояние. От точки 3 начинается *изотермическое сжатие*, во время которого рабочее тело, находясь в соприкосновении с источником тепла T_2 , отдает ему q_2 единиц тепла и приходит в состояние, определяемое точкой 4. При этом на сжатие затрачивается работа, измеряемая площадью 3–4–7–5–3.

В точке 4 от рабочего тела отключается источник тепла, и дальнейшее сжатие происходит без теплообмена с внешней средой — *адиабатически*. Важно точку 4 в изотермическом процессе 3–4 выбрать таким образом, чтобы в последующем адиабатическом процессе рабочее тело вернулось в состояние 1, т. е. чтобы адиабата 1–4 прошла через точку 1.

В адиабатическом процессе на сжатие тратится количество работы, измеряемой площадью 1–4–7–8–1.

Если взять в этом круговом процессе сумму площадей расширения и вычесть сумму площадей сжатия, то результирующая площадь 1–2–3–4–1 определит полезную работу:

$$l_0 = q_0 = q_1 - q_2. \quad (1.100)$$

Отношение полезной работы ко всей энергии, затрачиваемой в цикле, есть *термодинамический КПД* цикла Карно:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1}. \quad (1.101)$$

Зная, как изображаются изотермический и адиабатный процессы в Ts -координатах, можно построить в них цикл Карно — в виде прямоугольника (рис. 1.19). Здесь 1–2 — процесс изотермического расширения, во время которого подводится тепло q_1 , измеряемое площадью 1–2–5–6–1. Линия 2–3 — адиабатическое расширение, а линия 3–4 — изотермическое сжатие, при котором отводится q_2 тепла, измеряемое площадью 3–4–6–5–3. Линия 4–1 — адиабата сжатия. Количество тепла q_0 , перешедшее в полезную работу l_0 , отражено в площади 1–2–3–4–1, представляющей собой разность площадей 1–2–5–6–1 и 3–4–6–5–3.

Из рис. 1.19 видно, что величина КПД цикла Карно определяется только значениями температур T_1 и T_2 , в интервале которых он протекает. Чем выше будет начальная температура цикла T_1 и чем ниже

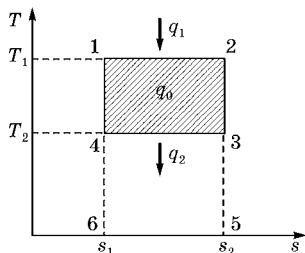


Рис. 1.19
Прямой цикл Карно
в Ts -координатах

конечная температура T_2 , тем больше будет термодинамический КПД.

Термодинамический КПД определится как отношение площадей 1–2–3–4–1 и 2–5–6–1–2:

$$\eta_t = \frac{(T_1 - T_2)(s_2 - s_1)}{T_1(s_2 - s_1)} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \quad (1.102)$$

Однако в любом случае он будет меньше единицы. Для того чтобы получить значение КПД равным единице, необходимо, чтобы отношение T_2/T_1 было нулевым. Но это условие может быть соблюдено либо при $T_2 = 0$, либо при $T_1 = \infty$. Поскольку оба условия являются практически неосуществимыми, достичь значения термодинамического КПД, равного единице, невозможно.

1.3.2. ОБРАТНЫЙ ЦИКЛ КАРНО

Если заставить рабочее тело пройти цикл изменений состояния в направлении, обратном тому, которое было осуществлено в цикле Карно, то получится так называемый *обратный цикл Карно*. В этом случае газ сначала по адиабате расширяется от точки 1 до точки 2 (рис. 1.20), затем расширение идет изотермически с получением тепла q_2 от холодного источника (линия 2–3). После этого начинается сжатие газа сначала по адиабате (3–4), затем — по изотерме (4–1) с передачей тепла q_1 горячему источнику. В результате всего цикла за счет затрат извне ($l_1 - l_2$) единиц механической энергии и q_2 единиц тепла, взятых

из нижнего источника, q_1 тепла переходят в верхний источник. Причем,

$$q_1 = q_2 + (l_2 - l_1) = q_2 + l_0.$$

Машины, служащие для передачи тепла от холодного источника к горячему и работающие по аналогичному принципу, называются *холодильными машинами и тепловыми насосами*.

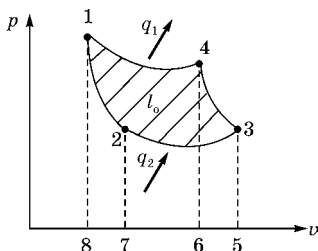


Рис. 1.20
Обратный цикл Карно
в p - v -координатах

Различаются они только по пределам температур: у холодильных машин окружающая среда является верхним источником, у тепловых насосов — нижним источником. Таким образом, у первых теплота отнимается от тел, имеющих температуру ниже окружающей среды, у вторых — отнимается от окружающей среды и отдается источнику с более высокой температурой. Первые служат целям производства холода, вторые находят применение в так называемом «механическом» отоплении зданий.

В соответствии со вторым законом термодинамики (в формулировке Клаузиуса) теплота сама по себе не может переходить от тела с низкой температурой к телу с высокой температурой. В обратном цикле процесс перехода тепла от холодного тела к горячему происходит не «сам по себе», а с затратой механической энергии.

Характеристикой обратного цикла Карно служит отношение количества отнятого тепла q_2 к затраченной механической энергии ($l_1 - l_2 = q_1 - q_2$), называемое *холодильным коэффициентом* ε :

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{T_2}{T_1 - T_2}. \quad (1.103)$$

Как и КПД для прямого цикла Карно, так и холодильный коэффициент для обратного цикла Карно при данном интервале температур имеет наибольшее значение по сравнению с другими циклами.

1.3.3. ЦИКЛЫ ДВС

К *двигателям внутреннего сгорания* (ДВС) относятся поршневые двигатели, в которых сжигание топлива осуществляется внутри рабочего цилиндра. Циклы, по которым работают ДВС, различаются по способу подвода в них тепла:

- изохорный ($v = \text{const}$); идеальный цикл карбюраторных и газовых двигателей;
- изобарный ($p = \text{const}$); идеальный цикл компрессорных дизельных двигателей;
- смешанный ($v = \text{const}$ и $p = \text{const}$); идеальный цикл бескомпрессорных дизельных двигателей.



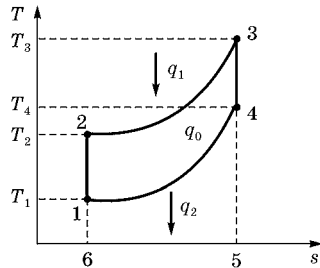
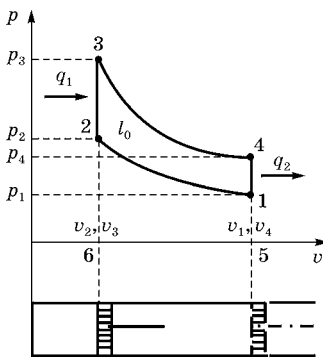


Рис. 1. 21
Цикл ДВС в p v -
и T s -координатах с подводом
тепла при $v = \text{const}$

Цикл с подводом тепла при $v = \text{const}$ начинается от состояния рабочего тела в p v - и T s -координатах (рис. 1.21), характеризующегося точкой 1, сжатием рабочего тела, которое происходит при движении поршня справа налево до точки 2. Этот процесс протекает без теплообмена с внешней средой, т. е. по *адиабате*. Затем осуществляется подвод тепла при постоянном объеме — по *изохоре* 2–3, что приближенно соответствует условию подвода тепла при сгорании горючей смеси в реальных двигателях, использующих легкоиспаряющееся топливо.

От состояния, характеризуемого точкой 3, начинается процесс расширения рабочего тела при отсутствии теплообмена с окружающей средой, т. е. по *адиабате* 3–4. Для того чтобы рабочее тело пришло в первоначальное состояние, от него отводится тепло (процесс 4–1). Термодинамический КПД цикла в T s -координатах

$$\eta_t = \frac{q_o}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{\text{пл. } 1-2-3-4-1}{\text{пл. } 2-3-5-6-2}. \quad (1.104)$$

Характеристики цикла ДВС:

- степень сжатия $\varepsilon = v_1/v_2$;
- степень повышения давления $\lambda = p_3/p_1$;
- степень предварительного расширения $\rho = v_4/v_3$ (при подводе тепла в процессе $p = \text{const}$).

Количество подведенного тепла:

$$q_1 = c_v(T_3 - T_2). \quad (1.105)$$



Количество отведенного тепла

$$q_2 = c_p(T_4 - T_1). \quad (1.106)$$

Работа цикла

$$l_0 = q_1 - q_2. \quad (1.107)$$

В цикле с подводом тепла при $p = \text{const}$ первоначальное состояние рабочего тела в $p\nu$ -координатах характеризуется точкой 1 (рис. 1.22). В течение первого хода поршня справа налево совершается сжатие воздуха, которое происходит без теплообмена с внешней средой (линия 1–2). На участке 2–3 к рабочему телу подводится тепло q_1 таким образом, что давление при этом остается постоянным (так как увеличивается объем). Это приближенно соответствует реальным условиям сгорания трудносгораемого топлива.

Дальнейшее расширение рабочего тела (линия 3–4) происходит без теплообмена с внешней средой (по адиабате). Для приведения рабочего тела в первоначальное состояние 1, от него отводится тепло q_2 при $\nu = \text{const}$ (линия 4–1).

Термодинамический КПД этого вида цикла по диаграмме в Ts -координатах (рис. 1.22)

$$\eta_t = \frac{q_o}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{\text{пл. } 1-2-3-4-1}{\text{пл. } 2-3-5-6-2} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = \frac{\rho^{k-1}}{k(\rho-1)}. \quad (1.108)$$

Количество подведенной теплоты

$$q_1 = c_p(T_3 - T_2). \quad (1.109)$$

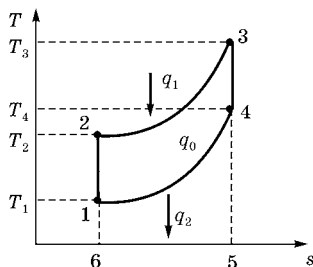
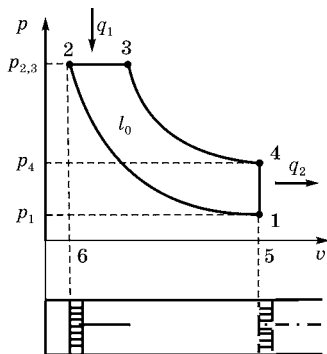


Рис. 1.22
Цикл ДВС
в $p\nu$ - и Ts -координатах
с подводом тепла при $p = \text{const}$

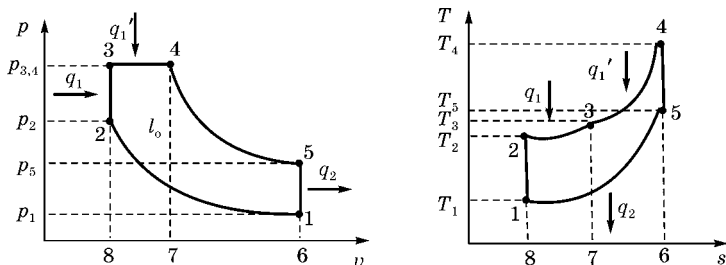


Рис. 1.23
Смешанный цикл ДВС в p - v - и T - s -координатах

Количество отведенной теплоты (абсолютное значение)

$$q_2 = c_p(T_4 - T_1). \quad (1.110)$$

Работа цикла

$$l_0 = q_1 - q_2.$$

Смешанный цикл, в котором подвод теплоты осуществляется частично при $v = \text{const}$, а частично при $p = \text{const}$, был предложен советским инженером Г. В. Тринклером. Работавшие по этому циклу двигатели называются *дизелями*, как и двигатели с подводом теплоты при $p = \text{const}$. В настоящее время они строятся только с комбинированным подводом тепла.

В этом виде цикла (рис. 1.23) в процессе 1–2 происходит адиабатное сжатие рабочего тела, после чего подводится тепло сначала при $v = \text{const}$ (линия 2–3), а затем при $p = \text{const}$ (линия 3–4). Далее происходит адиабатное расширение (линия 4–5) и, наконец, отвод теплоты при $v = \text{const}$ (линия 5–1).

Термодинамический КПД смешанного цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \quad (1.111)$$

Количество отведенной теплоты (абсолютное значение)

$$q_2 = c_v(T_5 - T_1). \quad (1.112)$$

Сравнивая все три вида циклов при одинаковой степени сжатия ($\varepsilon_v = \varepsilon_{vp} = \varepsilon_p$), можно сделать вывод, что их тер-

модинамические КПД находятся в следующем соотношении: $\eta_{tv} > \eta_{tvp} > \eta_{tp}$. Однако, учитывая то обстоятельство, что все виды циклов в реальных двигателях работают при разных степенях сжатия ($\varepsilon_v = 6 \dots 10$; $\varepsilon_{vp} = 14 \dots 16$), сравнивать термодинамические КПД следует при одинаковых условиях их осуществления, т. е. одинаковых максимальных давлениях и температурах. В этих условиях — $\eta_{tp} > \eta_{tvp} > \eta_{tv}$.

Рабочий процесс реального двигателя внутреннего сгорания принципиально отличается от теоретического цикла идеального двигателя. Цикл — замкнутый круговой процесс, составленный из отдельных термодинамических процессов. Рабочий цикл ДВС *не замкнут* — после совершения работы в результате расширения рабочее тело удаляется из двигателя, а на его место поступает свежая порция горючей смеси. Процессы всасывания и выхлопа рабочего тела не являются термодинамическими.

Рабочий цикл теплового двигателя есть совокупность отдельных процессов, протекающих последовательно в реальном двигателе за два или один полный оборот коленчатого вала.

Рабочий цикл графически представляется индикаторной диаграммой, т. е. линией изменения давления внутри цилиндра при перемещении поршня (рис. 1.24).

При движении поршня I слева направо (линия 1–2) в цилиндр двигателя II втекает через открытый всасывающий клапан «вс» смесь воздуха с парами топлива (первый такт). В крайнем правом положении поршня (нижняя мертвая точка — «нмт») всасывающий клапан «вс» закрывается. Следует отметить, что всасывание происходит при некотором разрежении, поэтому линия 1–2 проходит ниже линии атмосферного давления (пунктир). При закрытых клапанах «вс» и «вх» поршень движется

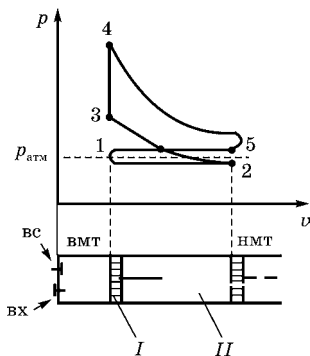


Рис. 1.24

Индикаторная диаграмма четырехтактного карбюраторного ДВС:

I — поршень; II — цилиндр.

справа налево и сжимает горючую смесь (второй такт) по линии 2–3.

Вблизи левого крайнего положения поршня (верхняя мертвая точка — «вмт») начинается процесс горения топлива, в результате чего давление резко возрастает (линия 3–4). Горячие продукты горения расширяются и перемещают поршень I слева направо из «вмт» в «нмт» (линия 4–5) — так осуществляется рабочий ход, т. е. совершается полезная работа (третий такт).

Вблизи «нмт» открывается выхлопной клапан «вх», поршень начинает двигаться справа налево и выталкивает продукты горения из цилиндра в атмосферу по линии 5–1 (четвертый такт) при давлении несколько выше атмосферного. Далее рабочий процесс повторяется.

Описанный процесс работы двигателя происходит за четыре хода поршня (два оборота вала), поэтому такой *двигатель* называется *четырёхтактным*. Существуют двигатели, в которых описанный процесс осуществляется за два хода поршня (один оборот вала), их называют *двухтактными*.

1.3.4. ЦИКЛ ГАЗОТУРБИНОЙ УСТАНОВКИ (ГТУ)

Газотурбинная установка (ГТУ) — тепловой двигатель, в котором получение механической энергии вращения вала происходит при отсутствии возвратно-поступательного движения непосредственно за счет использования кинетической энергии газа (рис. 1.25).

В ГТУ на одном валу располагаются топливный насос, компрессор, рабочая турбина и потребитель механической энергии (электрогенератор, насос, вал отбора мощности и т. п.). Компрессор всасывает воздух из атмосферы, сжимает его до заданного давления и подает в камеру сгорания. Туда же топливным насосом подается горючее. Из камеры сгорания газы поступают в сопловый аппарат, из которого они с большой скоростью подаются на рабочие лопатки турбины, а затем выпускаются в атмосферу. Иногда для увеличения КПД воздух подогревается в теплообменнике отработавшими газами.



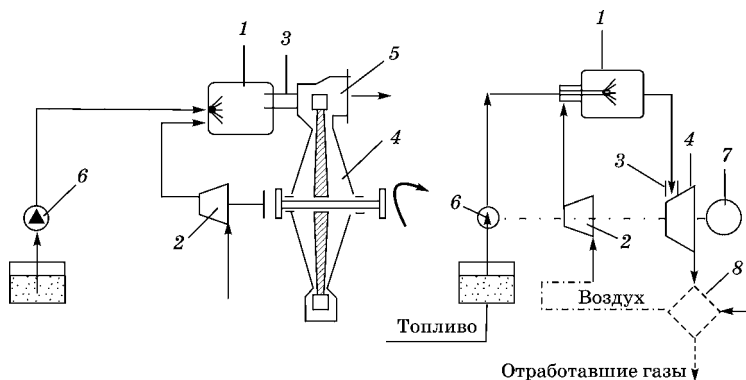


Рис. 1.25

Схема ГТУ с изобарным подводом теплоты:

1 — камера сгорания; 2 — компрессор; 3 — сопловый аппарат; 4 — турбина; 5 — выпускной патрубок; 6 — топливный насос; 7 — электрогенератор; 8 — теплообменник.

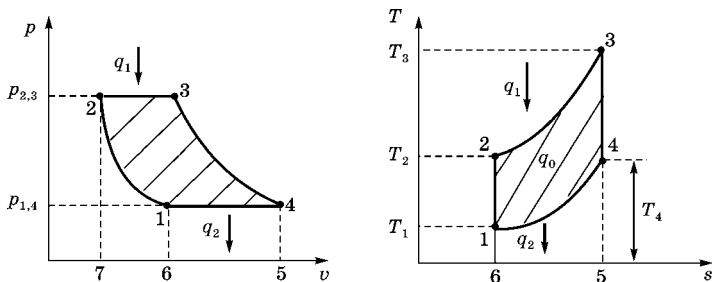


Рис. 1.26

Цикл ГТУ в $p-v$ - и Ts -координатах при $p = \text{const}$:

1–2 — адиабатное сжатие воздуха в компрессоре; 2–3 — изобарный подвод теплоты q_1 к сжатому газу (сгорание топлива в камере сгорания); 3–4 — адиабатное расширение газов в турбине; 4–1 — условный изобарный процесс (отвод теплоты q_2 в атмосферу).

В ГТУ могут осуществляться циклы с подводом теплоты по изохоре и изобаре, в практике чаще применяется последний, т. е. цикл с подводом тепла при $p = \text{const}$ (рис. 1.26). Процесс сжатия воздуха (1–2) осуществляется в компрессоре.

Сжатый воздух оттуда подается в камеру сгорания, туда же через форсунку с помощью насоса подается топливо. Процесс (2–3) протекает в камере сгорания. Процесс расширения

рабочего тела (3–4) протекает в сопловом аппарате и частично на лопатках турбины, а отработавшие газы выбрасываются в атмосферу. Как видно из диаграммы в p v - и T s -координатах, цикл состоит из двух адиабат и двух изохор.

Термодинамический КПД цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}; \quad (1.113)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{T_4/T_1 - 1}{T_3/T_2 - 1}. \quad (1.114)$$

Для адиабаты 1–2 можно записать

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}, \quad (1.115)$$

а для адиабаты 3–4

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{v_4}{v_3} \right)^{k-1}. \quad (1.116)$$

Из уравнений (1.115) и (1.116) следует, что для адиабатного сжатия и расширения

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \quad \text{и} \quad \frac{v_1}{v_2} = \frac{v_4}{v_3} = \varepsilon, \quad (1.117)$$

а также

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \quad \text{и} \quad \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} = \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (1.118)$$

Подставив соотношение (1.118) в формулу (1.114), получим

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (1.119)$$

Из уравнения (1.119) следует, что при одинаковых степенях сжатия КПД ГТУ равен КПД поршневого двигателя, но при существенно меньшем максимальном давлении цикла. КПД ГТУ больше КПД поршневого двигателя с подводом теплоты при $p = \text{const}$.



1.3.5. ЦИКЛ ИДЕАЛЬНОГО КОМПРЕССОРА

Компрессор — машина для сжатия газов и паров. Для исследования работы компрессора используют индикаторные диаграммы — графическое представление процесса изменения давления в цилиндре при перемещении поршня (рис. 1.27).

Компрессор имеет цилиндр с высасывающим «вс» и нагнетательным «нг» клапанами и поршень, совершающий возвратно-поступательное движение, с приводом. Основная задача при термодинамическом расчете компрессора — определение удельной работы для сжатия газа.

В идеальном компрессоре:

- протекают равновесные процессы;
- отсутствует трение;
- поршень подходит к крышке цилиндра вплотную (нет вредного пространства);
- отсутствуют гидравлические сопротивления при проходе газа через клапаны;
- всасывание и нагнетание газа осуществляется при постоянных давлениях p_1 и p_2 .

На диаграмме всасывание газа в цилиндр изображено линией 4–1, которая называется *линией всасывания* (поршень движется слева направо). При обратном движении поршня происходит сжатие газа по линии 1–2. Газ, сжатый до давления p_2 , нагнетается в напорный трубопровод для подачи потребителю по линии 2–3. В конце выпуска газа (точка 3) давление в цилиндре в идеальном случае падает до давления p_1 (линия 3–4), и далее процесс повторяется. Работа, затрачиваемая на сжатие газа за один рабочий процесс (за два хода поршня), определяется как алгебраическая сумма работ вса-

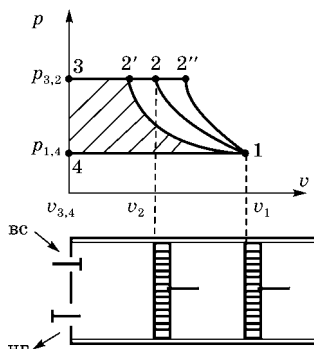


Рис. 1.27
Диаграмма идеального одноступенчатого компрессора в p - v -координатах и схема устройства

сывания (площадь $4-1-v_1-v_4-4$), сжатия (площадь $1-2-v_2-v_1-1$) и нагнетания (площадь $2-3-v_3-v_2-2$), т. е. изображается площадь $1-2-3-4-1$.

В идеальном компрессоре процесс сжатия можно в зависимости от условий охлаждения цилиндра производить по *изотерме* $1-2'$, *адиабате* $1-2''$ или *политропе* $1-2$. Работа, затрачиваемая на сжатие газа, в этих процессах различна.

Из диаграммы видно, что при сжатии газа по изотерме затраченная работа будет минимальной (заштрихованная площадь $1-2'-3-4-1$). При сжатии газа по адиабате $1-2''$ затраченная работа будет максимальной. При сжатии газа по политропе $1-2$ затрачиваемая работа имеет среднее значение.

Из диаграммы (рис. 1.28) в Ts -координатах видно, что, несмотря на минимальную работу, затраченную на сжатие газа по изотерме, отводимое от сжимаемого газа количество

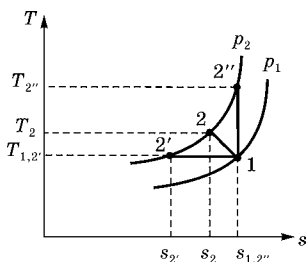


Рис. 1.28
Сжатие газа в компрессоре в Ts -координатах

тепла (площадь $1-2'-s_2'-s_{1,2''}-1$) максимально, и стоимость системы охлаждения и ее эксплуатации велики.

При сжатии по адиабате $1-2''$ ($dq = 0, q = 0$) работа будет больше, чем при сжатии как по изотерме, так и по политропе ($1 < n < k$), но при этом и объем сжатого газа будет больше, чем в двух других случаях. Однако газ, сжатый по адиабате, имеет высокую температуру $T_{2''}$, а при движении по трубопроводам к потребителю охлаждается до температуры окружающей среды T_2 , следовательно, часть затраченной работы теряется.

В реальных компрессорах процесс сжатия осуществляют по политропе. В этом случае потеря работы меньше, чем при адиабатном сжатии, как и температура в конце процесса $T_2 < T_{2''}$, что дает возможность сжимать газ до более высоких давлений без превышения допустимой температуры $T_{2''}$.

При изотермическом сжатии удельная теоретическая работа компрессора равна работе изотермического сжатия:

$$l = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = RT \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (1.120)$$

Если масса всасываемого воздуха m кг, а объем его V_1 м³, то теоретическая работа компрессора

$$L = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (1.121)$$

Работа, отнесенная к 1 м³ всасываемого газа:

$$l' = p_1 \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (1.122)$$

Работа для получения 1 м³ сжатого газа

$$l'' = p_2 \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (1.123)$$

Количество теплоты, которое должно быть отведено при изотермическом сжатии:

$$q = l_0 \quad \text{или} \quad Q = L_0. \quad (1.124)$$

При адиабатическом сжатии газа удельная теоретическая работа компрессора в k раз больше, чем работа изотермического сжатия в термодинамическом процессе:

$$l = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (1.125)$$

Если масса всасываемого газа m кг, а объем его V_1 м³, то теоретическая работа компрессора

$$L_0 = \frac{k}{k-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (1.126)$$

Работа, отнесенная к 1 м³ всасываемого газа:

$$l' = \frac{k}{k-1} p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (1.127)$$



Работа для получения 1 м^3 сжатого газа

$$l'' = \frac{k}{k-1} p_2 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (1.128)$$

Температуру газа в конце сжатия можно определить из соотношения параметров адиабатного процесса.

Удельная работа компрессора при адиабатном сжатии газа может быть определена по формуле

$$l_0 = i_2 - i_1, \quad (1.129)$$

где i_2 , и i_1 — соответственно начальное и конечное значение энтальпии газа, кДж/кг.

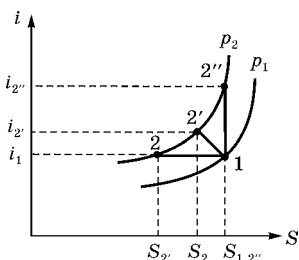


Рис. 1.29
Определение энтальпий по i - s -диаграмме

Эта формула удобна для подсчета работы идеального компрессора при адиабатном сжатии газа с помощью i - s -диаграммы. Из точки 1 (рис. 1.29), характеризующей начальное состояние газа, проводят вертикальную линию до пересечения ее в точке 2'' с изобарой p_2 . Ординаты точек 1 и 2'' дают значения энтальпий i_1 и i_2 , а отрезок 1-2'' — их разность.

Если масса всасываемого газа m кг, а объем его $V_1 \text{ м}^3$, то теоретическая работа компрессора

$$L_o = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (1.130)$$

Удельная работа, отнесенная к 1 м^3 всасываемого газа:

$$l' = \frac{n}{n-1} p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (1.131)$$

Удельная работа для получения 1 м³ сжатого газа

$$l'' = \frac{n}{n-1} p_2 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (1.132)$$

Удельное количество теплоты, которое должно быть отведено при политропном сжатии, определяется по формуле

$$q = c(t_2 - t_1) = c_v \frac{n-k}{n-1} (t_2 - t_1). \quad (1.133)$$

Теоретическая мощность двигателя для привода компрессора

$$N = 10^{-5} \frac{L_o}{3,6}; \quad (1.134)$$

$$N = 10^{-5} \frac{V \cdot l''_o}{3,6}; \quad (1.135)$$

$$N = 10^{-5} \frac{V \cdot l'_o}{3,6}. \quad (1.136)$$

Действительная индикаторная диаграмма (рис. 1.30) значительно отличается от теоретической по следующим причинам:

- наличие в реальном компрессоре вредного пространства;
- потеря давления в клапанах;
- теплообмен между газом и стенками цилиндра.

Вредным пространством называют объем, который образуется между крышкой цилиндра и поршнем в его крайнем левом положении при нагнетании газа. В этом объеме в конце нагнетания остается некоторое количество газа ($V_{вр}$) под давлением p_2 . Газ при обратном ходе поршня расширяется, и втекание его свежей порции будет возможно, когда давление в цилиндре уменьшится до давления

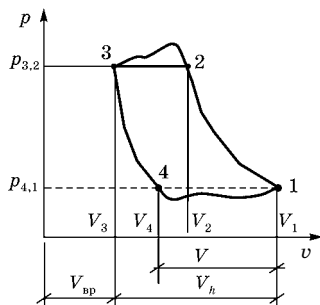


Рис. 1.30
Действительная индикаторная диаграмма в p v -координатах

всасывания ($p_{вс} < p_1$). Линия 3–4 изображает процесс расширения газа, оставшегося во вредном пространстве.

Начало всасывания газа в цилиндр изображается точкой 4. Объем поступившего в цилиндр газа равен

$$V = V_h - V_4. \tag{1.137}$$

Отношение объемов V и V_h называют *объемным коэффициентом полезного действия* (КПД):

$$\eta_{об} = \frac{V}{V_h}. \tag{1.138}$$

Процесс 2–3 проходит под давлением, большим чем p_2 , так как вытеснение сжатого газа происходит в трубопроводе, который находится под давлением p_2 .

С увеличением конечного давления (p_2) объемный КПД одноступенчатого компрессора уменьшается (рис. 1.31) и, следовательно, уменьшается также производительность компрессора. В пределе, когда кривая сжатия пересекает линию, характеризующую объем вредного пространства,

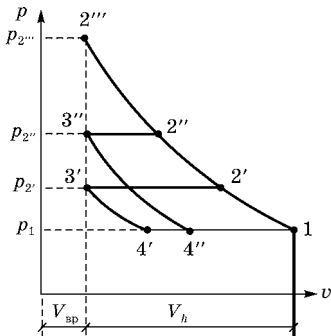


Рис. 1.31
Иллюстрация уменьшения полезной работы цикла с увеличением конечного давления p_2

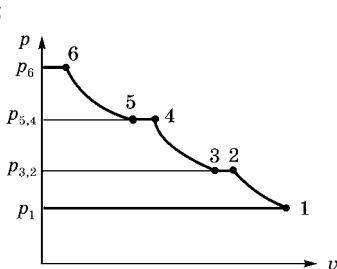
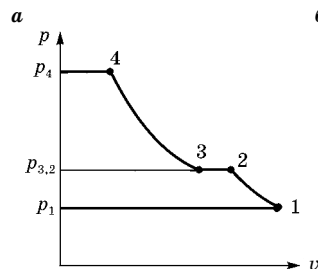


Рис. 1.32
Диаграмма идеального многоступенчатого компрессора в p v -координатах:
 a — двухступенчатого компрессора; $б$ — трехступенчатого компрессора.



всасывание воздуха в цилиндр прекращается и, следовательно, объемный КПД и производительность компрессора становятся равными нулю. Поэтому при необходимости получения газа высокого давления (выше 0,8...1,2 мПа, предельных для одноступенчатого компрессора) используют многоступенчатое сжатие (рис. 1.32).

Для трехступенчатого компрессора в этом случае (рис. 1.32б)

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_4}{p_2} = \frac{p_6}{p_4} = x, \quad (1.139)$$

откуда

$$x = \sqrt[3]{\frac{p_6}{p_1}} \quad (1.140)$$

или в общем виде

$$x = \sqrt[n]{\frac{p_k}{p_1}}, \quad (1.141)$$

где x — отношение давлений в каждой ступени; n — число ступеней компрессора; p_k — давление газа, выходящего из последней ступени; p_1 — давление газа, поступающего в первую ступень.

Распределение давления по формуле (1.141) приводит к тому, что температуры газа на выходе из каждой ступени равны между собой:

$$T_2 = T_4 = T_6, \quad (1.142)$$

а также к равенству работ всех ступеней компрессора. Поэтому для определения работы многоступенчатого компрессора достаточно найти работу одной его ступени и увеличить ее в n раз.

На рис. 1.33 приведены диаграммы адиабатного и политропного сжатия газа в трехступенчатом компрессоре в Ts -координатах.

Линии 1–2, 3–4 и 5–6 изображают процессы сжатия в отдельных ступенях, линии 2–3 и 4–5 — процессы *охлаждения* газа в первом и втором холодильниках. Площади (рис. 1.33б) 1–2–2'–1', 3–4–4'–3'–3 и 5–6–6'–5'–5 изображают количество теплоты, отнимаемое от газа при его сжатии в отдельных ступенях компрессора и передаваемое



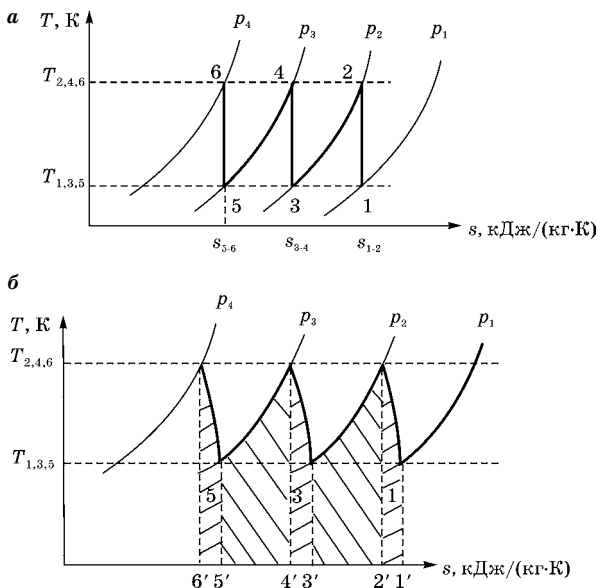


Рис. 1.33

Процессы сжатия в трехступенчатом идеальном компрессоре в Ts -координатах:

a — сжатие по адиабате; b — сжатие по политропе.

холодному источнику. Площади $2-2'-3'-3-2$ и $4-4'-5'-5-4$ изображают количество теплоты, отнимаемой от газа при изобарном охлаждении в первом и втором холодильниках.

1.3.6. ЦИКЛ ВОЗДУШНО-КОМПРЕССОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

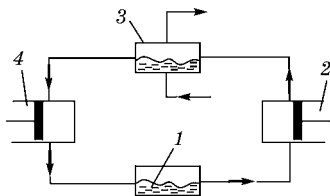
Холодильные установки предназначены для искусственного охлаждения тел ниже температуры окружающей среды. Рабочее тело в холодильных установках совершает обратный круговой процесс, в котором затрачиваемая внешняя работа расходуется на отъем тепла от охлаждаемого тела. В воздушно-компрессорной холодильной установке рабочим телом является воздух.

Для получения низких температур (производства холода) в данном типе установки используют *адиабатное расширение* воздуха. Для этого его предварительно сжи-

Рис. 1.34

Схема воздушно-компрессорной холодильной установки:

1 — охлаждаемое помещение или холодильная камера; 2 — компрессор; 3 — охладитель воздуха; 4 — расширительный цилиндр (детандер).



мают, а затем охлаждают до температуры, например, окружающей среды, так как при сжатии температура воздуха повышается.

Если такой воздух заставить расширяться по *адиабате*, он совершит работу за счет своей энергии; при этом его температура понизится и окажется ниже температуры окружающей среды.

Схема воздушно-компрессорной холодильной установки представлена на рис. 1.34.

Установка состоит из следующих элементов:

- холодильной камеры, в которой по трубопроводам циркулирует охлажденный воздух;
- компрессора, всасывающего воздух и сжимающего его;
- охладителя, в котором охлаждается сжатый воздух;
- расширительного цилиндра, в котором воздух расширяется, совершая при этом работу и понижая свою температуру.

Из расширительного цилиндра холодный воздух направляют в холодильную камеру, где он, отнимая теплоту от охлаждаемых тел, нагревается и вновь поступает в компрессор.

На рис. 1.35 (в pv -координатах):

- точка 1 — состояние воздуха, поступающего в компрессор;
- линия 1–2 — адиабатный процесс сжатия в компрессоре;
- точка 2 — состояние воздуха, поступающего в охладитель;
- линия 2–3 — изобарное охлаждение воздуха в охладителе;
- точка 3 — состояние воздуха, поступающего в расширительный цилиндр;

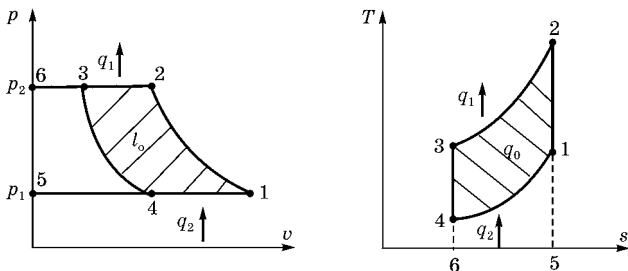


Рис. 1.35
Теоретический цикл воздушно-компрессорной установки
в p - v - и T - s -координатах

- линия 3–4 — адиабатный процесс расширения в расширительном цилиндре;
- точка 4 — состояние воздуха, поступающего в холодильную камеру;
- линия 4–1 — изобарный процесс нагревания воздуха в холодильной камере;
- площадь 1–2–6–5–1 — работа, затраченная компрессором на сжатие;
- площадь 3–6–5–4–3 — работа, полученная в расширительном цилиндре;
- площадь 1–2–3–4–1 — работа цикла.

На рис. 1.35 (в T - s -координатах):

- площадь под кривой 4–1 — количество теплоты q_2 , переданной охлаждаемыми телами;
- площадь под кривой 3–2 — количество теплоты q_1 , отданной в охладителе;
- площадь 1–2–3–4–1 — работа цикла.

Тогда холодильный коэффициент цикла

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{q_2}{q_0} = \frac{q_2}{l_0}. \quad (1.143)$$

Холодопроизводительность 1 кг воздуха

$$q_2 = i_1 - i_4 = c_{pm}(T_1 - T_4), \quad (1.144)$$

где T_1 — температура воздуха, выходящего из холодильной камеры и поступающего в компрессор; T_4 — температура воздуха, входящего в холодильную камеру; c_{pm} — удельная средняя массовая теплоемкость воздуха при постоянном давлении.

Удельная работа, затраченная компрессором:

$$l_k = i_2 - i_1 = c_{pm}(T_2 - T_1), \quad (1.145)$$

где T_2 — температура воздуха после его сжатия в компрессоре.

Удельная работа, полученная в расширительном цилиндре:

$$l_{p.ц.} = i_3 - i_4 = c_{pm}(T_3 - T_4), \quad (1.146)$$

где T_3 — температура воздуха перед расширительным цилиндром.

Удельная работа, затраченная в цикле:

$$l_0 = l_k - l_{p.ц.} \quad (1.147)$$

Расход холодильного агента M , кг/с:

$$M = \frac{Q_0}{q_2}, \quad (1.148)$$

где Q_0 , q_2 — соответственно холодопроизводительность установки, кДж, и холодопроизводительность 1 кг воздуха, кДж/кг.

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{q_2}{l_0} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} = \frac{T_4}{T_3 - T_4}; \quad (1.149)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1} = \frac{1}{\left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}. \quad (1.150)$$

Теоретическая мощность $N_{\text{теор}}$, кВт, необходимая для привода компрессора,

$$N_{\text{теор}} = Ml_0. \quad (1.151)$$

1.3.7.

ПРИНЦИП РАБОТЫ ТЕПЛООВОГО НАСОСА

В 1852 г. Кельвин выдвинул идею использования холодильного цикла для отопления помещений, создания так называемого *теплового насоса*. Это предложение основывалось на следующем соображении. В процессе работы

любой холодильной установки тепло отбирается из охлаждаемого объема и передается среде с более высокой температурой.

Следовательно, результатом осуществления холодильного цикла является не только охлаждение теплоотдатчика, но и нагрев теплоприемника.

Таким образом, тепловым насосом называют холодильную установку, используемую обычно для подвода тепла к нагреваемому объему. Такое название они получили потому, что они как бы «перекачивают» тепло из холодного источника в горячий. В горячий источник поступает тепло q_1 , отобранное от холодного источника q_2 , и работа $l_{ц}$, подводимая извне для осуществления этого холодильного цикла.

Эффективность теплового насоса оценивается *отопительным коэффициентом*, представляющим собой отношение количества тепла q_1 , сообщенного нагреваемому объему, к величине работы l_0 , подведенной в цикле:

$$\varepsilon_{\text{отоп}} = q_1 / l_0.$$

Поскольку $q_1 = q_2 + l_0$, то с учетом того, что $\varepsilon = q_2 / l_0$,

$$\varepsilon_{\text{отоп}} = \frac{q_1}{l_{ц}} = \frac{q_2 + l_{ц}}{l_{ц}} = \varepsilon + 1 \quad (1.152)$$

или

$$\varepsilon_{\text{отоп}} = \frac{T_2}{T_1 - T_2} + 1 = \frac{T_1}{T_1 - T_2}. \quad (1.153)$$

Из этого соотношения следует, что чем выше холодильный коэффициент, тем выше и отопительный коэффициент цикла.

В тепловых насосах используются циклы как воздушных, так и паровых компрессорных холодильных установок.

Следует отметить, что холодильные установки могут использоваться и для совместного получения тепла и холода. Такого рода комбинированные установки, несомненно, перспективны.



1.4. ПАР

1.4.1. ФИЗИЧЕСКОЕ СОСТОЯНИЕ ВЕЩЕСТВА

Из повседневного опыта мы знаем, что одно и то же вещество в зависимости от внешних условий (давление и температура) может находиться в различных агрегатных состояниях. Например, при атмосферном давлении вода существует в *трех фазах*:

- лед — температура воды ниже нуля градусов ($t < 0^\circ\text{C}$);
- вода — температура воды ниже ста градусов ($t < 100^\circ\text{C}$), но выше нуля ($t > 0^\circ\text{C}$);
- пар — температура воды не ниже ста градусов ($t \geq 100^\circ\text{C}$).

Известно также, что при изменении давления изменяются также *температуры затвердевания и кипения* вещества.

Фазовым переходом называют переход вещества из одной фазы в другую, существующую одновременно с первой. При этом обычно имеют в виду агрегатные состояния вещества и поэтому говорят о *газовой, жидкой и твердой* фазах. Следовательно, под *фазовым переходом* подразумевают переход вещества из одного агрегатного состояния в другое.

Линию фазового перехода можно изобразить на диаграмме в pT -координатах (рис. 1.36), если нанести состояния, соответствующие давлениям и температурам фазового перехода.

Слева от линии AOB расположена область твердого вещества, справа от линии KOB — область газообразного вещества, а между линиями OA и OK — область жидкого состояния.

Из этой диаграммы следует, что линия OB представляет собой кривую линии *сублимации* вещества (фазового перехода из



Рис. 1.36
Кривые фазовых переходов вещества в pT -координатах

твердого агрегатного состояния в газообразное). Линия OA представляет собой кривую линию *плавления* (затвердевания), а линия OK — кривую линию *кипения* (конденсации). Кривая кипения обычно называется *линией насыщения*. Точка O представляет собой *тройную точку*, в которой вещество существует одновременно в трех агрегатных состояниях. Поскольку свойства разных веществ отличаются друг от друга, то диаграммы в pT -координатах будут различными для различных веществ.

Из диаграммы (см. рис. 1.36) видно, как изменяется состояние вещества в процессе нагрева при постоянном давлении. Если двигаться по линии изобары ($p = \text{const}$) из области твердого состояния вещества, видно, что она пересекает линию плавления в точке C , где вещество переходит в жидкое состояние, а при дальнейшем нагреве пересечет линию насыщения OK в точке D , и вещество превратится в пар.

Для воды тройная точка соответствует температуре $0,01^\circ\text{C}$ и давлению $610,8 \text{ Па}$.

1.4.2. ПРОЦЕСС ПАРООБРАЗОВАНИЯ В pv -КООРДИНАТАХ

Водяной пар, будучи почти единственным рабочим телом паровых двигателей, представляет особый практический интерес, поэтому знание его тепловых свойств имеет большое значение.

Образование пара в котлах и его перегрев происходит при одном и том же (рабочем) давлении котельного агрегата. При постоянном давлении происходит конденсация отработавшего пара турбины (паровой машины). Поэтому процесс парообразования при постоянном давлении для паросиловых установок имеет практическое значение.

Наибольшей наглядностью данного процесса обладают диаграммы в pv -координатах (рис. 1.37).

Постоянному при всех давлениях удельному объему v_0' воды с температурой 0°C на диаграмме в pv -координатах соответствует линия $1-I$, параллельная оси давлений. На этой линии точкой I отмечено состояние воды, имеющей температуру 0°C и давление p .

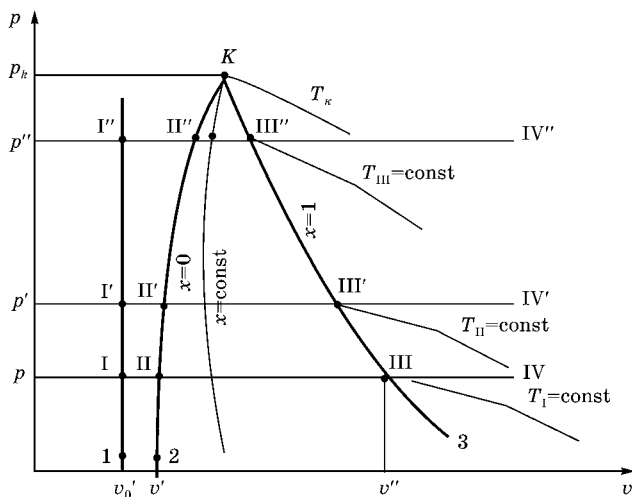


Рис. 1.37
Процесс парообразования в p v -координатах

Если воде, находящейся в таком состоянии, подвести тепло, сохраняя давление постоянным ($p = \text{const}$), то при возрастании температуры воды будет увеличиваться и ее объем.

Этот процесс подвода тепла изображается горизонтальной линией I–II. В точке II вода закипает, и начинается процесс парообразования (температура кипения T_K , удельный объем v'). Количество тепла, сообщаемое одному килограмму воды для ее нагрева от 0°C до температуры кипения, называется *удельной теплотой жидкости*, q , кДж/кг. Объем смеси, получающейся из воды и пара, значительно возрастает и изображается линией II–III. Эта линия является изобарой. Поскольку в процессе парообразования температура пароводяной смеси остается постоянной, зависящей только от давления $T_K = f(p)$, то линия II–III является также и изотермой.

В тот момент, когда последняя частица воды испарится, полученный чистый пар будет иметь температуру T_K и удельный объем v'' . Этот пар называется *сухим насыщенным паром*. Его состоянию соответствует точка III. Имевшаяся до этого смесь пара и воды называется *влажным*

насыщенным паром. Это такая смесь, в которой мельчайшие частицы воды находятся во взвешенном состоянии в среде пара.

Влажный насыщенный пар обладает следующими свойствами:

- если от него отводится тепло при неизменном давлении, то его температура не изменяется, в отличие от идеальных газов, но начинает уменьшаться объем с одновременным превращением его части в воду;
- если к влажному насыщенному пару подводится тепло при постоянном давлении, то его температура также не изменится, но объем пара увеличится с одновременным превращением части воды в пар, т. е. в любом случае рассматриваемый пар насыщает собой занимаемый им объем. Следовательно, насыщенным называется пар, находящийся в соприкосновении с водой, из которой он образовался, и имеющий с ней одну и ту же температуру.

Влажный насыщенный пар представляет собой смесь сухого пара и воды (отрезок II–III), в точке III — пар сухой насыщенный (без жидкой фазы). Насыщенный пар характеризуется *степенью сухости* — x (паросодержанием), т. е. отношением *массы сухого пара к массе влажного насыщенного пара*. Очевидно, что в точке II паросодержание равно нулю ($x = 0$), а в точке III равно единице ($x = 1$).

Количество тепла, которое сообщается 1 кг воды, нагретой до температуры кипения для превращения ее в сухой насыщенный пар, называется *теплотой парообразования* (r , Дж/кг). Тогда все количество тепла, сообщенного воде с температурой $t = 0^\circ\text{C}$ для превращения ее в сухой насыщенный пар, называется *полной теплотой сухого насыщения пара* (λ , кДж/кг)

$$\lambda = q + r. \quad (1.154)$$

При подводе тепла (при $p = \text{const}$) к сухому насыщенному пару его температура будет возрастать, а удельный объем — увеличиваться. Пар, температура которого выше температуры кипения, соответствующей его давлению, называют *перегретым паром* (линия III–IV).



Из диаграммы в pv -координатах (см. рис. 1.37) следует, что отрезок II–III характеризует влажный пар, отрезок III–IV — перегретый пар, а состояние сухого насыщенного пара характеризуется точкой III, что указывает на его неустойчивость: незначительный отвод тепла вызывает конденсацию, нагрев — перегрев пара.

При более высоком давлении p' и температуре, равной нулю ($t = 0^\circ\text{C}$), удельный объем будет равен v_0' , как и при давлении p , так как вода — практически несжимаемая жидкость. Состояние воды при температуре 0°C и давлении p' на диаграмме (рис. 1.37) отражает точка I'. Известно, что большему давлению соответствует и более высокая температура кипения, следовательно, удельный объем воды, нагретой до температуры кипения при давлении p' , равный v' , получается большим, чем при давлении, равным p , и точка II' оказывается на диаграмме правее точки II.

Дальнейший подвод тепла вызовет парообразование (линия II'–III'). Большему давлению p' соответствует меньший удельный объем v'' сухого насыщенного пара, поэтому точка III' получается левее точки III, а линия II'–III' короче, чем аналогичная ей линия II–III.

Если рассмотреть процесс парообразования при еще более высоком давлении p'' , то окажется, что точка II'', соответствующая состоянию кипящей воды при давлении p'' , расположится на диаграмме еще правее точки II', точка III'' — еще левее точки III', а отрезок линии, лежащий между точками II'' и III'', оказывается еще короче, чем отрезок между точками II'–III'.

Опытом установлено, что при определенном давлении, а следовательно, и температуре объем воды v' оказывается равным объему пара v'' , т. е. разность между этими объемами (соответствующая отрезку линии II и III) равна нулю (точка K). Эта точка соответствует особому процессу перехода воды в пар, при котором отсутствует состояние влажного пара. Состояние воды и пара в этом случае называется критическим. Точка характеризуется следующими параметрами:

- критическое давление $p_{\text{кр}} = 225,65 \text{ ат}$;
- критическая температура кипения $t_{\text{кр}} = 374,15^\circ\text{C}$;
- критический удельный объем $v_{\text{кр}}' = v_{\text{кр}}'' = 0,00331 \text{ м}^3/\text{кг}$.



Особенность процесса парообразования при критическом состоянии ($p_{кр} = 225,65$ ат) заключается в том, что как только вода достигнет температуры $374,15^\circ\text{C}$, она сразу и без остатка превращается в сухой насыщенный пар. При критическом состоянии *теплота парообразования* равна нулю ($r = 0$) и *полная теплота сухого насыщения* равна *теплоте жидкости*, $\lambda = q$.

Линия, соединяющая точки 2–II–II'–II''–К, делит диаграмму на две части:

- левая часть — область жидкости;
- правая часть — область влажного насыщенного пара.

Линия, для которой *степень сухости пара* $x = 0$, называется *кривой жидкости* или *нижней пограничной кривой*.

Линия 3–III–III'–III''–К отделяет область влажного насыщенного пара от области перегретого пара. Для этой линии степень сухости пара $x = 1$, поэтому она называется *кривой сухого насыщенного пара* или *верхней пограничной кривой*.

Таблица 1.3

Расчетные формулы

Процесс	Количество теплоты, Дж/кг	Внутренняя энергия, Дж/кг	Энтальпия, Дж/кг	Энтропия, Дж/(кг·К)
Подогрев воды при $p = \text{const}$	$q' = \int_0^{t_1} c dt =$ $= u' + \int_{t_0}^{t_1} p dv q' =$ $= c' dt$	$u' \approx q'$	$i' \approx u' \approx q'$	$s' = c' \ln \frac{T_H}{273}$
Парообразование	$r = u'' - u' +$ $+ p(v'' - v')$	$u'' = u' + \rho^*$	$i'' = i' + r$	$s'' = s' + \frac{r}{T_H}$
Перегрев пара	$q_n = \int_{t_n}^t c_p dt q_n =$ $= c_p(t - t_n) q =$ $= i - i''$	$u = i - pv$	$i = i'' + q_n$	$s - s'' = \int_{T_n}^T \frac{c_p dT}{T}$

* ρ — внутренняя теплота парообразования (при $p \approx 0,1$ мПа); $\rho = 0,9r$; i — энтальпия перегретого пара; s — энтропия перегретого пара.



На основании экспериментальных данных путем использования термодинамического метода получены выражения для определения количества теплоты, внутренней энергии и энтропии жидкости и пара (табл. 1.3).

Однако полученные формулы для практических расчетов применять сложно, их используют для таблиц перегретого пара.

1.4.3. ПРОЦЕСС ПАРООБРАЗОВАНИЯ В Ts -КООРДИНАТАХ

Для наглядной иллюстрации протекания процессов, в которых рабочим телом является водяной пар, используется диаграмма парообразования в Ts -координатах (рис. 1.38). Точка I соответствует начальному состоянию воды, имеющей температуру 0°C и любое давление. Она лежит на оси температур, так как в этом состоянии энтропию воды в термодинамике принято считать равной нулю ($s_0 = 0$). Линия I–K представляет собой нижнюю пограничную кривую,

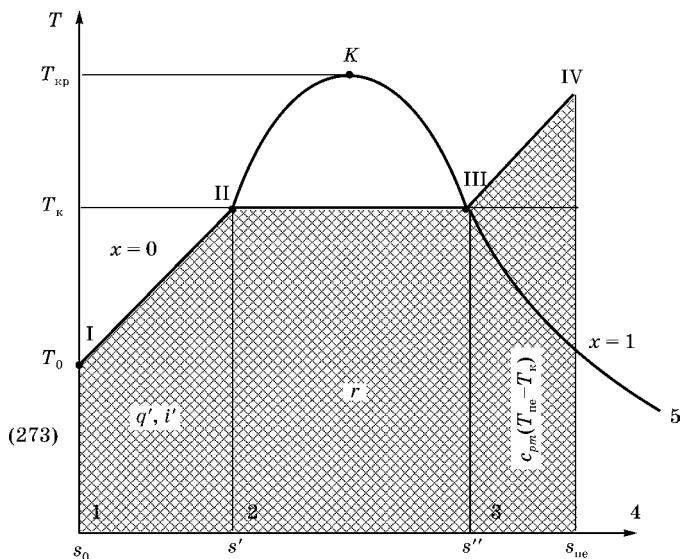


Рис. 1.38
Парообразование в Ts -координатах

построенную по значениям температуры кипения и энтропии для ряда давлений. Левее линии I–K располагается область жидкости, правее — область влажного насыщенного пара.

Линия 5–K представляет собой верхнюю пограничную кривую, изображающую в Ts -координатах состояния сухого насыщенного пара при разных температурах, а следовательно, и давлениях. Эта линия строится тем же способом, что и линия I–K.

Нижняя и верхняя пограничные кривые встречаются в общей точке K. Между линиями I–K и 5–K лежит область влажного насыщенного пара. Правее линии 5–K и выше прямой горизонтальной линии, соответствующей значению $T = T_{кр}$, находится область перегретого пара. Линия I–K соответствует значению сухости пара $x = 0$, а линия 5–K — значению $x = 1$.

Подвод к воде тепла при постоянном давлении от $T_0 = 0^\circ\text{C}$ сопровождается повышением ее температуры и энтропии. Изменение этих двух параметров выражается зависимостью

$$s' = c_{pm} \ln \frac{T}{273}, \quad (1.155)$$

где s' — энтропия, кДж/(кг·К); c_{pm} — средняя удельная массовая теплоемкость воды при постоянном давлении.

Формула (1.155) представляет собой уравнение изобары нагрева жидкости от 0°C до температуры кипения. Обычно для водяного пара в Ts -координатах считается, что нижняя пограничная кривая служит одновременно изобарой нагрева воды для всех давлений.

Таким образом, нагрев воды от 0°C (точка I) до температуры кипения (точка II) в Ts -координатах изображается изобарой I–II. Процесс превращения воды в пар происходит при неизменной температуре кипения $T_{к}$, поэтому он изображается в Ts -координатах прямой линией II–III, которая, будучи изобарой, является в то же время и изотермой. Точка III характеризует состояние сухого насыщенного пара с давлением p и температурой $T_{к}$. Дальнейший перегрев этого пара при том же постоянном давлении p ведет к росту температуры и энтропии (линия III–IV). Эта



линия является изобарой, и ее уравнение имеет следующий вид:

$$s_{пе} = s'' + c_{pm} \ln \frac{T_{пе}}{T_{к}}. \quad (1.156)$$

Площадь I–II–2–1–I измеряет количество тепла, подведенного к 1 кг воды для нагрева ее от 0°C до температуры кипения, т. е. *теплоту жидкости* или *энтальпию воды*: i' равняется площади I–II–2–1–I.

Аналогично этому *теплота парообразования* r равняется площади II–III–3–2–II, и тогда $c_{pm}(T_{пе} - T_{к})$ равняется площади III–IV–4–3–III.

Вся площадь под изобарой I–II–III–IV, т. е. площадь I–II–III–IV–4–1–I, соответствует энтальпии перегретого пара $i_{пе}$, а энтальпия сухого насыщенного пара i'' равняется площади I–II–III–3–1–I.

1.4.4. ДИАГРАММА ВОДЯНОГО ПАРА В is -КООРДИНАТАХ

Решение практических задач аналитическим методом по формулам, касающимся процессов, в которых рабочим телом является водяной пар, представляет значительные трудности. Каждая из формул относится к определенному агрегатному состоянию пара: перегретому, сухому насыщенному или влажному. В процессе пар может изменить свое агрегатное состояние. Например, при расширении он может превратиться из перегретого пара во влажный. Для расчета такого процесса необходимо разделять его на части, соответствующие разным агрегатным состояниям пара, и для каждой из этих частей применять свои формулы. Это значительно усложняет решение практических задач. Проще и скорее они решаются графически путем применения диаграммы водяного пара в is -координатах (см. рис. 1.39).

Линия 0–K в диаграмме представляет собой нижнюю пограничную кривую, линия I–K — верхнюю пограничную кривую. Место встречи этих двух кривых определяет положение *критической точки* K, обе пограничные кривые строятся по значениям i' , s' (линия 0–K) и i'' , s'' (линия I–K),



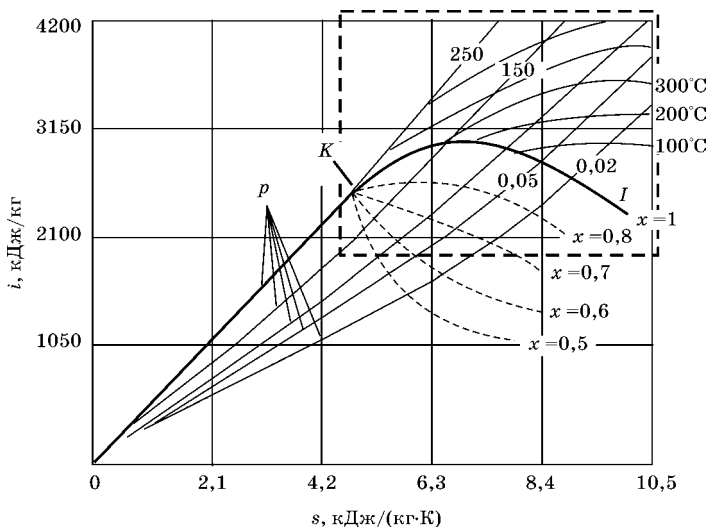


Рис. 1.39

i - s -диаграмма водяного пара: p — линии давлений, (бар)

которые для разных давлений берутся из таблицы сухого насыщенного пара. Правее линии $0-K$ и ниже линии $I-K$ в диаграмме располагается область влажного насыщенного пара. Выше линии $I-K$ лежит область перегретого пара. Каждая точка линии $0-K$ показывает состояние воды, нагретой до температуры кипения, соответствующей тому или иному давлению, а каждая точка линии $I-K$ — состояние сухого насыщенного пара. Если соединить точки одинаковых давлений на обеих пограничных кривых, то прямые линии, пересекающие область влажного насыщенного пара, представляют собой изобары. Они же одновременно являются и изотермами, так как в процессе превращения воды в пар при постоянном давлении температура остается неизменной и равной температуре кипения.

Изобары в области влажного пара представляют собой прямые линии, при переходе в область перегретого пара изобары становятся кривыми, не совпадающими с линиями изотерм.

В области влажного пара на диаграмме проведены линии *одинаковой сухости пара*, которые сходятся в одной

общей точке K . Линии изотерм, расположенные в области перегретого пара, резко отличаются от линий изобар. Чем больше значения температуры изотермы, тем круче подъем левой части ее линии на диаграмме. Наоборот, линии изотерм в правой части диаграммы постепенно приближаются к прямым горизонтальным линиям. Это объясняется тем, что по мере удаления от состояния насыщения перегретый пар данной температуры все в большей мере становится подобным идеальному газу, у которого при постоянной температуре независимо от давления также постоянна энтальпия. Иногда на диаграмме в is -координатах проводят линии изохор, что бывает удобно при решении задач, в которых требуется определить объемы пара разных состояний.

Чаще всего диаграмма в is -координатах используется для графического построения адиабатного процесса, который в ней изображается прямой вертикальной линией.

Для практического использования в is -координатах помещают только часть диаграммы (на рис. 1.39 ее контур дан пунктирными линиями).

1.4.5. ЦИКЛ РЕНКИНА ПАРСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ

Паросиловые (паротурбинные) установки широко применяются для привода электрогенераторов на тепловых электростанциях. Для этих установок в качестве идеального принят цикл Ренкина.

На рис. 1.40 изображена схема паросиловой установки с подачей в турбину перегретого пара, а на рис. 1.41 — цикл Ренкина с использованием такого же пара.

Насыщенный пар, приготовленный в котле (процесс 1–2), поступает в пароперегреватель, где к нему подводится теплота перегрева при постоянном давлении p_1 в процессе 2–3. Перегретый пар (точка 3) имеет более высокую тем-

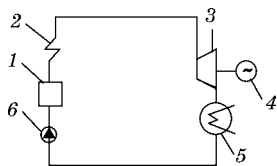


Рис. 1.40
Схема паросиловой
установки:

1 — котел; 2 — пароперегреватель; 3 — турбина; 4 — электрогенератор; 5 — конденсатор; 6 — насос.

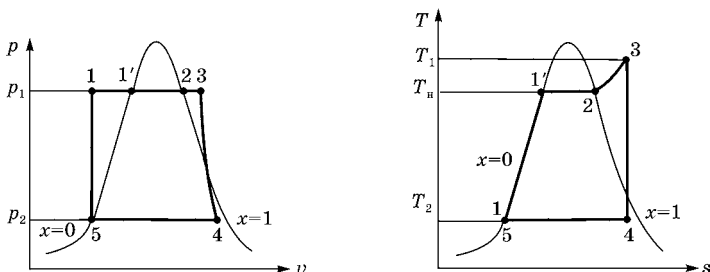


Рис. 1.41
Цикл Ренкина в p - v - и T - s -координатах

пературу — T_1 , чем насыщенный пар — T_n (точка 2) при одинаковом давлении p_1 . Разность этих температур $\Delta T_n = T_1 - T_n$ называется *степенью перегрева сухого насыщенного пара*. Перегретый пар подается в турбину, которая соединена с электрогенератором. В турбине происходит адиабатное расширение (процесс 3–4), в конце расширения (точка 4) пар становится влажным.

Отработавший в конденсаторе пар переводится в жидкость (процесс 4–5), затем жидкость водяным насосом (процесс 5–1) подается в котел.

Термодинамический КПД η_t цикла Ренкина:

$$\eta_t = \frac{l_{\text{ц}}}{q} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2'}, \quad (1.157)$$

где $l_{\text{ц}}$ — удельная работа цикла, Дж/кг; q — подведенное удельное количество теплоты в цикле, Дж/кг;

$$q = q_1 + r + q_{\text{пе}} = i_1 - i_2';$$

i_1, i_2 — удельная энтальпия пара соответственно на входе и выходе из турбины, Дж/кг; i_2' — удельная энтальпия пара на линии насыщения при давлении p_2 , Дж/кг (в точке 5).

Термодинамический КПД, определяя экономичность цикла, является его важнейшей характеристикой. Но для оценки цикла и условий, в которых он протекает, весьма показательными характеристиками являются также *удельный расход пара* и *удельный расход тепла* в цикле. Удельный расход пара d_0 — количество пара в килограммах (кг), расходуемое в цикле на единицу (Дж или кВт·ч) механической или электрической энергии (кг/Дж или кг/кВт·ч).

Удельный расход пара на выработку 1 кВт·ч энергии d_0 , кг/кВт·ч, при осуществлении идеального цикла Ренкина:

$$d_0 = \frac{3600}{i_1 - i_2}, \quad (1.158)$$

если значения i взяты в кДж.

Величину $\Delta i = i_1 - i_2$ называют располагаемым теплоперепадом. Так как на выработку 1 кг пара в цикле Ренкина расходуется теплота в количестве $(i_1 - i_2)$, то удельный расход теплоты (кДж/кВт·ч):

$$q = d_0(i_1 - i_2). \quad (1.159)$$

Термодинамический КПД цикла Ренкина повышается с увеличением начального давления и начальной температуры и с уменьшением давления p_2 в конденсаторе. Удельный расход пара при этих же условиях уменьшается.

Величины, входящие в формулу (1.157) определения КПД цикла, а также величины, входящие в формулу (1.158) удельного расхода пара (i_1, i_2, i'_2), можно определить на диаграмме водяного пара в is -координатах (рис. 1.42):

- для перегретого пара начальное состояние находится на пересечении изобары p_1 и изотермы T_1 ;
- для влажного пара — на пересечении изобары p_1 и линии сухости $x = x_i$;
- для сухого насыщенного пара — в пересечении изобары p_2 и верхней пограничной кривой.

Проецируя точку 1, изображающую первоначальное состояние пара, на ось ординат, находим энтальпию пара i_1 , а проведя из нее адиабату расширения (прямую линию, параллельную оси ординат) до конечной изобары p_2 , получим точку 2, характеризующую состояние отработавшего пара (на выходе из турбины). По этой точке находим энтальпию пара в конечном состоянии i_2 . Отрезок прямой линии 1–2 в определенном масштабе дает значение величины $\Delta i = i_1 - i_2$.

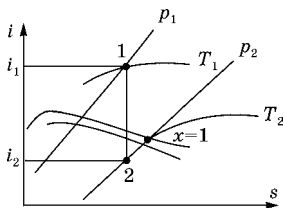


Рис. 1.42
Определение энтальпии пара в процессах цикла Ренкина в is -координатах

Чтобы найти энтальпию конденсата (воды) по температуре T_2 , соответствующей конечному давлению p_2 , надо по изобаре p_2 подняться до верхней пограничной кривой ($x = 1$). По значению изотермы, проходящей через точку пересечения изобары p_2 с верхней пограничной кривой, получим температуру T_2 , которой соответствует значение энтальпии i_2' . Значение i_2' определяется также по таблицам насыщенного пара или по формуле

$$i_2' = c_p T_2, \quad (1.160)$$

где c_p — удельная массовая теплоемкость; кДж/(кг·К); $c_p = 4,19$.

1.4.6. ЦИКЛ ПАРОВОЙ КОМПРЕССОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

В отличие от воздушных компрессорных холодильных установок, используемых для получения глубокого холода (с целью сжижения воздуха или быстрой заморозки продуктов), для получения умеренного холода используют холодильные установки с рабочим телом (хладагентом), у которого достаточно *большая теплота парообразования и невысокое давление насыщения при всех температурах цикла*. Таким требованиям удовлетворяет аммиак NH_3 и фреоны — искусственно синтезированные *фторхлорпроизводные углеводородов*.

Основное достоинство рассматриваемого цикла состоит в том, что между теплоотдатчиком и теплоприемником (рабочим телом) при осуществлении цикла теплообмен будет происходить с рабочим телом, находящимся в двухфазном состоянии, поэтому изобарное протекание этих процессов для рабочего тела совпадает с изотермическим.

Насыщенный пар аммиака или другого рабочего тела при температуре, близкой к температуре холодильной камеры, всасывается компрессором и адиабатно сжимается (процесс 1–2), при этом температура пара возрастает (рис. 1.43, 1.44). Из компрессора пар поступает в конденсатор, где при постоянном давлении конденсируется (процесс 2–4) вследствие отнятия у него теплоты q_1 охлаждающей водой (воздухом). Полученный жидкий аммиак посту-

Рис. 1.43

Схема паровой компрессорной холодильной установки:

1 — холодильная камера (испаритель); 2 — компрессор; 3 — конденсатор; 4 — редукционный вентиль.

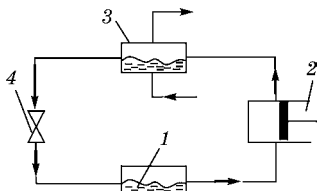
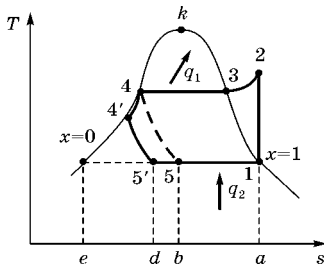
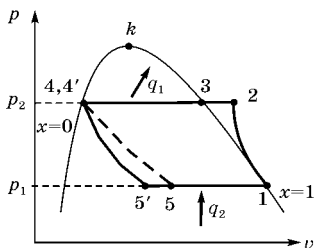


Рис. 1.44

Цикл паровой компрессорной установки в p - v - и T - s -координатах



пает в редукционный вентиль, в котором он дросселируется (процесс 4–5), температура и давление его понижаются. Полученная смесь жидкости и небольшого количества пара поступает в испаритель, где превращается в сухой пар (процесс 5–1), воспринимая теплоту q_2 .

Испаритель может размещаться непосредственно в холодильной камере (как в бытовых холодильниках) или в промежуточных охладителях, вторичный хладагент которых циркулирует в трубах, расположенных в холодильной камере.

Работа, затраченная на осуществление цикла, определяется только работой компрессора. При адиабатном сжатии работа в компрессоре $l_k = i_2 - i_1$. На рис. 1.44 работа определяется площадью 1–2–3–4–5–1.

Отводимое от охлаждаемого тела количество теплоты q_2 соответствует площади a –1–5– b – a . Так как процесс 5–1 изобарный, то по абсолютной величине отводимая удельная теплота

$$q_2 = i_1 - i_5. \quad (1.161)$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l} = \frac{i_1 - i_5}{i_2 - i_1}. \quad (1.162)$$

1.4.7. ЦИКЛ АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Цикл абсорбционной холодильной установки является разновидностью холодильных циклов, в которых используется хладагент в виде влажного пара. От цикла паровой компрессорной холодильной установки он отличается способом сжатия пара, выходящего из испарителя.

В холодильной установке абсорбционного типа используется явление абсорбции пара жидкости раствором. *Абсорбция* — процесс поглощения вещества всем объемом поглощающего тела. Как известно, пар чистого вещества может быть поглощен (сконцентрирован) этим веществом в жидком состоянии лишь в том случае, если жидкость имеет температуру меньше температуры пара.

В отличие от чистых веществ растворы обладают способностью абсорбировать (поглощать) пар раствора одного состава даже в том случае, когда температура жидкости выше температуры пара. Именно это свойство раствора и используется в абсорбционных холодильных установках.

Температура кипения бинарного раствора при постоянном давлении зависит от состава раствора. При этом температура кипения будет тем выше, чем больше в растворе доля компонента с более высокой температурой. Зависимость температуры кипения бинарного раствора при постоянном давлении от состава раствора изображается кривой линией в Tc -координатах, где c — массовая доля высококипящего компонента (сплошная линия на рис. 1.45).

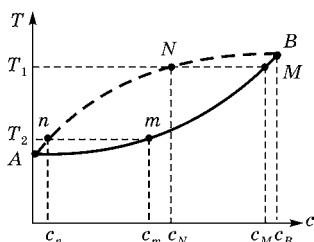


Рис. 1.45
Цикл абсорбционной
холодильной установки
в Tc -координатах

Характерной особенностью растворов является иной состав пара, получающегося при кипении раствора, чем у находящегося с ним в равновесии жидкого раствора. Пар более богат низкокипящим компонентом. Кривая — линия составов пара, находящегося в равновесии с жидкостью, изображена на диаграмме в Tc -координатах пунк-

тирной линии. Из диаграммы видно, что при T_1 в равновесии с жидким раствором состава c_m находится пар раствора состава c_N , а при T_2 жидкому раствору состава c_m соответствует пар состава c_n . Если теперь пар состава c_n , имеющий температуру T_2 , привести в соприкосновение с жидким раствором состава c_M при температуре T_1 , по отношению к которому пар состава c_n является переохлажденным, то очевидно, что пар будет конденсироваться (абсорбироваться жидким раствором). Давление жидкости и пара в этом процессе одно и то же. Теплота парообразования, выделяющаяся в процессе абсорбции при T_1 , отводится из раствора. Получается раствор состава c , причем $c_m < c < c_n$.

В холодильной установке абсорбционного типа, схема которой изображена на рис. 1.46, в качестве одного из возможных хладагентов может использоваться влажный пар аммиака. Жидкий насыщенный аммиак, дросселируясь в редукционном вентиле 1 от давления p_1 до давления p_2 , охлаждается от температуры T_1 до T_2 . Затем влажный пар аммиака поступает в испаритель 2, где степень сухости пара увеличивается до $x = 1$ за счет притока тепла q_2 от охлаждаемого объекта. Сухой насыщенный пар аммиака при T_2 поступает в абсорбер 3, куда подается также раствор аммиака в воде, имеющий температуру T_1 . Поскольку при одном и том же давлении вода кипит при значительно более высокой температуре, чем аммиак, то легкокипящим компонентом в этом растворе является аммиак.

Этот раствор:

- абсорбирует пар аммиака;
- тепло абсорбции $q_{\text{абс}}$ отводится охлаждающей водой.

Концентрация аммиака в растворе в процессе абсорбции увеличивается, и, следовательно, из абсорбера он выходит обогащенным (при $T_2 < T_N < T_1$ и давлении p_2). С помощью насоса 4, повышающего давление этого обогащенного раствора от p_2 до p_1 , он подается в генератор пара 5,

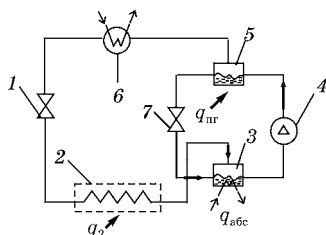


Рис. 1.46
Схема абсорбционной
холодильной установки

где за счет тепла $q_{\text{пр}}$, подводимого от внешнего источника, испаряется. Выделяющийся при этом пар значительно более богат аммиаком, чем раствор, из которого он получается. Практически из раствора выделяется аммиачный пар, так как парциальное давление водяного пара в газовой фазе при этих температурах ничтожно мало. Этот аммиачный пар при T_1 и давлении p_1 поступает затем в конденсатор 6, где конденсируется, и жидкий аммиак в состоянии насыщения направляется в редукционный клапан 1, что же касается выходящего из парогенератора 5 раствора, содержание аммиака в котором значительно снизилось в результате выпаривания, то он дросселируется в редукционном вентиле 7 от давления p_1 до p_2 и затем поступает в абсорбер 3, где обогащается аммиаком за счет абсорбируемого аммиачного пара.

Коэффициент теплоиспользования абсорбционной установки

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_{\text{пр}}}, \quad (1.163)$$

где q_2 — тепло, отводимое из охлаждаемого объема; $q_{\text{пр}}$ — тепло, подводимое в генераторе аммиачного пара.

Современные установки непрерывного действия имеют коэффициент использования теплоты $\varepsilon = 0,4 \dots 0,6$. Безнасосные установки периодического действия более просты, но имеют малую холодопроизводительность и низкий коэффициент использования теплоты.

1.5. ВЛАЖНЫЙ ВОЗДУХ

1.5.1. ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ

Влажный воздух — это двухкомпонентная смесь, состоящая из сухого воздуха и водяного пара. Свойства влажного воздуха необходимо знать при исследовании процессов сушки материалов, при расчетах охлаждения оборотной циркуляционной водой, а также при вентиляции помещений с избыточными выделениями влаги и т. п.

Влажный воздух — один из частных случаев газовой смеси. Для практики представляет интерес влажный воз-



дух при давлениях, близких к атмосферному, и температурах от минус 50°C до плюс 100...150°C. При этих параметрах сухой воздух может находиться только в газообразном состоянии, а вода — в газообразном, жидком или твердом агрегатном состояниях в зависимости от температуры смеси.

Для рассматриваемых параметров с достаточной для технических расчетов точностью можно рассматривать водяной пар, содержащийся во влажном воздухе, как идеальный газ, так же как и сухой воздух. Поэтому влажный воздух как рабочее тело подчиняется уравнению состояния идеальных газов

$$pV = MRT,$$

а давление влажного воздуха $p_{в.в.}$, Па, — закону Дальтона

$$p_{в.в.} = p_{с.в.} + p_{в.п.},$$

где $p_{в.в.}$ — давление влажного воздуха; $p_{с.в.}$ — парциальное давление сухой части воздуха; $p_{в.п.}$ — парциальное давление водяного пара.

Агрегатное состояние воды во влажном воздухе как термодинамической системе видно на диаграмме в pv -координатах (рис. 1.47). Линия 1–2 на этой диаграмме — изотерма, а температуры в точках 1 и 2 равны между собой ($T_1 = T_2$). Пар с параметрами точки 1 — насыщенный пар,

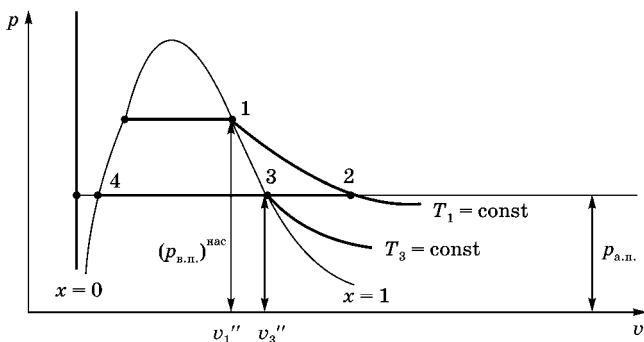


Рис. 1.47
Диаграмма в pv -координатах агрегатного состояния воды во влажном воздухе

и в этом состоянии он имеет наибольшее давление ($p_1 = p_{\text{мак}}$) и наибольшую плотность ($\rho_1 = \rho_{\text{мак}}$) по сравнению с перегретым паром (точка 2) той же температуры. Поэтому в насыщенном воздухе парциальное давление пара ($p_{\text{в. п.}}^{\text{нас}}$) является максимальным при данной температуре, и в этих условиях таким же является возможное количество водяного пара на единицу объема.

Пар, состояние которого определяется в области, лежащей правее линии $x = 1$, является перегретым, а воздух в этой области представляет собой смесь сухого воздуха и перегретого пара. Если такой воздух охлаждать, например, при постоянном давлении (линия 2–3), то при некоторой температуре T_3 он станет насыщенным (точка 3). Эта температура (T_3) называется *температурой точки росы* T_p ($T_3 = T_p$).

Понижение температуры воздуха ниже T_p (линия 3–4) вызывает конденсацию водяного пара (образуется туман и выпадает роса). Агрегатное состояние водяных паров во влажном воздухе при атмосферном давлении как термодинамической системе будет зависеть от температуры смеси. С понижением температуры в соответствии с таблицей насыщенного водяного пара уменьшается и парциальное давление пара, а это, как будет показано ниже, ведет к уменьшению содержания водяных паров в воздухе. При отрицательных температурах часть воды (в виде тумана) может находиться в твердой фазе, так как ее мельчайшие капельки имеют свойство, переохлаждаясь, сохранять жидкую фазу (туман в зимний период года) и при встрече с ядром кристаллизации мгновенно замерзать.

Таким образом, влага может находиться в воздухе в трех агрегатных состояниях:

- перегретого и насыщенного пара;
- жидкой фазы (туман);
- твердой фазы (мельчайших кристалликов воды).

Смесь сухого воздуха и перегретого водяного пара — это *ненасыщенный влажный воздух*. Смесь сухого воздуха и насыщенного водяного пара — это *насыщенный влажный воздух*.

1.5.2. ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

Абсолютная влажность D , кг/м³ — масса водяного пара, $M_{в.п.}$, содержащегося в единице объема воздуха V :

$$D = \frac{M_{в.п.}}{V}. \quad (1.164)$$

Относительная влажность φ , % — отношение абсолютной влажности к максимально возможной абсолютной влажности при данной температуре воздуха t , °С:

$$\varphi = \frac{D}{D_{\max}} 100. \quad (1.165)$$

Относительную влажность можно определить также отношениями

$$\varphi = \frac{\rho}{\rho_{\text{нас}}} 100 = \frac{p_{в.п.}}{p_{\text{нас}}} 100, \quad (1.166)$$

где ρ , $p_{в.п.}$ — плотность и парциальное давление водяного пара; $\rho_{\text{нас}}$, $p_{\text{нас}}$ — плотность и парциальное давление водяного пара насыщенного влажного воздуха.

Молярное влагосодержание x , кмоль/кмоль — отношение массы водяного пара к массе сухого воздуха с учетом их молярных масс:

$$x = \frac{M_{в.п.} / \mu_{в.п.}}{M_{с.в.} / \mu_{с.в.}}, \quad (1.167)$$

где $\mu_{в.п.}$, $\mu_{с.в.}$ — молярные массы водяного пара и сухого воздуха ($\mu_{в.п.} = 18,016$; $\mu_{с.в.} = 28,96$); тогда

$$x = \frac{M_{в.п.} / 18,116}{M_{с.в.} / 29,96} = \frac{M_{в.п.}}{M_{с.в.}} \cdot \frac{18,116}{29,96} = 1,61d; \quad (1.168)$$

$$d = 0,622x. \quad (1.169)$$

Влагосодержание d граммов водяного пара на 1 кг сухого воздуха — масса водяного пара, $M_{в.п.}$, содержащегося в единице массы сухого воздуха $M_{с.в.}$.

Если записать уравнения состояния отдельно для пара и сухого воздуха, входящих в объем влажного воздуха ($V_{в.в.}$)



$$p_{в. п.} V_{в. п.} = M_{в. п.} R_{в. п.} T_{в. п.}; \quad (1.70)$$

$$p_{с. в.} V_{с. в.} = M_{с. в.} R_{с. в.} T_{с. в.} \quad (1.71)$$

и почленно разделить одно уравнение на другое, то получим

$$\frac{p_{в. п.}}{p_{с. в.}} = \frac{M_{в. п.} R_{в. п.}}{M_{с. в.} R_{с. в.}}. \quad (1.72)$$

Учитывая, что $d = M_{в. п.}/M_{с. в.}$, а также то, что $R_{с. в.} = 287$ Дж/(кг·град), $R_{в. п.} = 462$ Дж/(кг·град) и $p_{с. в.} = p_{бар} - p_{в. п.}$, получим уравнение для определения влагосодержания

$$d = 0,622 \frac{p_{в. п.}}{p_{бар} - p_{в. п.}}. \quad (1.173)$$

Из уравнения (1.173) видно, что влагосодержание влажного воздуха d зависит от парциального давления в нем водяного пара, $p_{в. п.}$, при одном и том же барометрическом давлении $p_{бар}$, которое, в свою очередь, зависит от температуры.

Если влагосодержание во влажном воздухе сохраняется постоянным, а температура воздуха повышается, то относительная влажность воздуха будет уменьшаться, так как с ростом температуры растет парциальное давление насыщения водяного пара.

Степень насыщения ψ — отношение влагосодержания d к максимально возможному влагосодержанию влажного воздуха при данной температуре $d_{нас}$:

$$\psi = \frac{d}{d_{нас}}. \quad (1.174)$$

Если температура влажного воздуха не слишком велика ($t_{в. в.} \leq 60^\circ\text{C}$), то влагосодержание насыщения тоже мало ($d_{нас} \leq 30$ г на 1 кг с. в), и тем более мало парциальное давление насыщения водяных паров ($p_{в. п.} \leq 4,5$ кПа) по сравнению с нормальным барометрическим давлением ($p_{бар} = 101,325$ кПа). Поэтому считают, что степень насыщения влажного воздуха равна относительной влажности ($\psi = \phi$).



1.5.3. ПАРАМЕТРЫ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

Поскольку влажный воздух — термодинамическая система, то она оценивается следующими параметрами.

Масса влажного воздуха $M_{\text{в. в.}}$, кг — сумма массовых долей сухого воздуха и водяного пара во влажном воздухе:

$$M_{\text{в. в.}} = m_{\text{с. в.}} M_{\text{в. в.}} + m_{\text{в. п.}} M_{\text{в. в.}} \quad (1.175)$$

Если за массу сухого воздуха принять один килограмм, $m_{\text{с. в.}} = 1$ кг, а массовую долю водяного пара выразить в килограммах через влагосодержание $m_{\text{в. п.}} = d \cdot 10^{-3}$, так как влагосодержание $d = m_{\text{в. п.}} / M_{\text{с. в.}}$, тогда $M_{\text{с. в.}} = 1$ кг, а $M_{\text{в. п.}} = d \cdot 10^{-3}$ кг, откуда следует

$$M_{\text{в. п.}} = 1 + d \cdot 10^{-3}. \quad (1.176)$$

Тогда $M_{\text{в. в.}} = 1 + 30 \cdot 10^{-3} \approx 1,03$ кг, следовательно, в практических расчетах $M_{\text{в. в.}}$ можно принимать как массу сухого воздуха с точностью до 3%:

$$M_{\text{в. в.}} = M_{\text{с. в.}} \quad (1.176a)$$

Объем влажного воздуха $V_{\text{в. в.}}$, м³. Воздух занимает всегда конкретный объем (помещения, оборудования, вентиляционных каналов), поэтому

$$V_{\text{в. в.}} = V_{\text{с. в.}} = V_{\text{в. п.}} = V. \quad (1.177)$$

Плотность $\rho_{\text{в. в.}}$, кг/м³:

$$\begin{aligned} \rho_{\text{в. в.}} &= \frac{M_{\text{в. в.}}}{V_{\text{в. в.}}} = \frac{M_{\text{с. в.}} + M_{\text{в. п.}}}{V_{\text{в. в.}}}; \\ \rho_{\text{в. в.}} &= \rho_{\text{с. в.}} + \frac{d \cdot 10^{-3}}{V} = \rho_{\text{с. в.}} + \rho_{\text{в. п.}} \end{aligned} \quad (1.178)$$

Так как доля водяного пара мала, то в инженерных расчетах можно принять

$$\rho_{\text{в. в.}} \approx \rho_{\text{с. в.}} \quad (1.178a)$$

но следует помнить, что $\rho_{\text{в. в.}} < \rho_{\text{с. в.}}$, так как $\mu_{\text{в. п.}} < \mu_{\text{с. в.}}$.

Удельный объем $v_{\text{в. в.}}$, м³/кг:

$$v_{\text{в. в.}} = \frac{V_{\text{в. в.}}}{M_{\text{в. в.}}} = \frac{V}{M_{\text{с. в.}} + d \cdot 10^{-3}}, \quad (1.179)$$



в инженерных расчетах можно принимать

$$v_{в. в.} = v_{с. в.} \quad (1.179a)$$

Температура $T_{в. в.}$, К:

$$T_{в. в.} = T_{с. в.} = T_{в. п.} = T. \quad (1.180)$$

Давление $p_{в. в.}$, Па, по закону Дальтона

$$p_{в. в.} = p_{с. в.} + p_{в. п.} \quad (1.181)$$

Молярная масса $\mu_{в. в.}$, кмоль:

$$\mu_{в. в.} = (R_{с. в.} \mu_{с. в.}) + (R_{в. п.} \mu_{в. п.}), \quad (1.182)$$

где $R_{с. в.}$, $R_{в. п.}$ — объемные доли сухого воздуха и водяного пара.

Объемные доли могут быть выражены через отношение парциального давления каждого компонента к давлению смеси газа (влажного воздуха), тогда

$$r_{с. в.} = \frac{p_{бар} - p_{в. п.}}{p_{в. в.}} \quad \text{и} \quad r_{в. п.} = \frac{p_{в. п.}}{p_{в. в.}},$$

и отсюда

$$\mu_{в. в.} = 28,26 \frac{p_{бар} - p_{в. п.}}{p_{в. п.}} + 18,016 \frac{p_{в. п.}}{p_{в. в.}}. \quad (1.182a)$$

1.5.4.

ТЕПЛОВЛАЖНОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Тепловлажностными характеристиками влажного воздуха являются удельная массовая изобарная теплоемкость и удельная энтальпия.

Удельная массовая изобарная теплоемкость c_p , кДж/(кг·К), которая относится к $(1 + d \cdot 10^{-3})$ килограмму влажного воздуха или к 1 килограмму сухого воздуха; равна сумме теплоемкостей массовых долей сухого воздуха и водяного пара во влажном воздухе:

$$c_{в. в.} = m_{с. в.} c_{с. в.} + m_{в. п.} c_{в. п.}, \quad (1.183)$$

или

$$c_{в. в.} = c_{с. в.} + (d \cdot 10^{-3}) c_{в. п.} \quad (1.183a)$$

Для инженерных расчетов можно принять

$$c_{в. в.} \approx c_{с. в.} \approx 1,05. \quad (1.183b)$$



Удельная энтальпия i , кДж/кг, равна сумме энтальпий массовых долей сухого воздуха и водяного пара во влажном воздухе:

$$i_{\text{в. в.}} = (1 \cdot i_{\text{с. в.}}) + (d \cdot 10^{-3} i_{\text{в. п.}}), \quad (1.184)$$

$$i_{\text{в. в.}} = (c_{\text{с. в.}} T) + \{(d \cdot 10^{-3}) \cdot [(c_{\text{в. п.}} T) + r]\}, \quad (1.184a)$$

где r — удельная теплота парообразования, кДж/кг.

В системе измерений СИ

$$i_{\text{в. в.}} = (1,05 \cdot T) + \{(d \cdot 10^{-3}) \cdot [(1,8 \cdot T) + 2500]\}. \quad (1.185)$$

1.5.5.

id-ДИАГРАММА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

Все параметры воздуха можно определить аналитически, но в проектной практике широкое распространение получил *графоаналитический* метод — с помощью *id*-диаграммы влажного воздуха (см. рис. 1.48). Эта диаграмма была предложена профессором Л. К. Рамзиным в 1918 г. и широко применяется в расчетах систем вентиляции, отопления, кондиционирования воздуха (ВОК) и процессов сушки.

В основу построения диаграммы легли два уравнения: влагосодержания (1.173) и удельной энтальпии влажного воздуха (1.185):

$$d = 0,622 \frac{P_{\text{в. п.}}}{P_{\text{бар}} - P_{\text{в. п.}}};$$

$$i_{\text{в. в.}} = (1,05 \cdot T) + \{(d \cdot 10^{-3}) \cdot [(1,8 \cdot T) + 2500]\}.$$

Диаграмма *id* графически связывает следующие параметры:

- влагосодержание d , г/кг (с. в.);
- удельную энтальпию i , кДж/кг (с. в.);
- температуру, $t^{\circ}\text{C}$;
- относительную влажность ϕ , %;
- парциальное давление водяных паров $P_{\text{в. п.}}$, кПа.

По оси абсцисс откладывается влагосодержание d , г/кг (с. в.), а по оси ординат — удельная энтальпия влажного воздуха i , кДж/кг (с. в.) и температура $t^{\circ}\text{C}$. За начало отсчета удельной энтальпии принята нулевая точка, в которой $d = 0$, $i = 0$, $t = 0$.



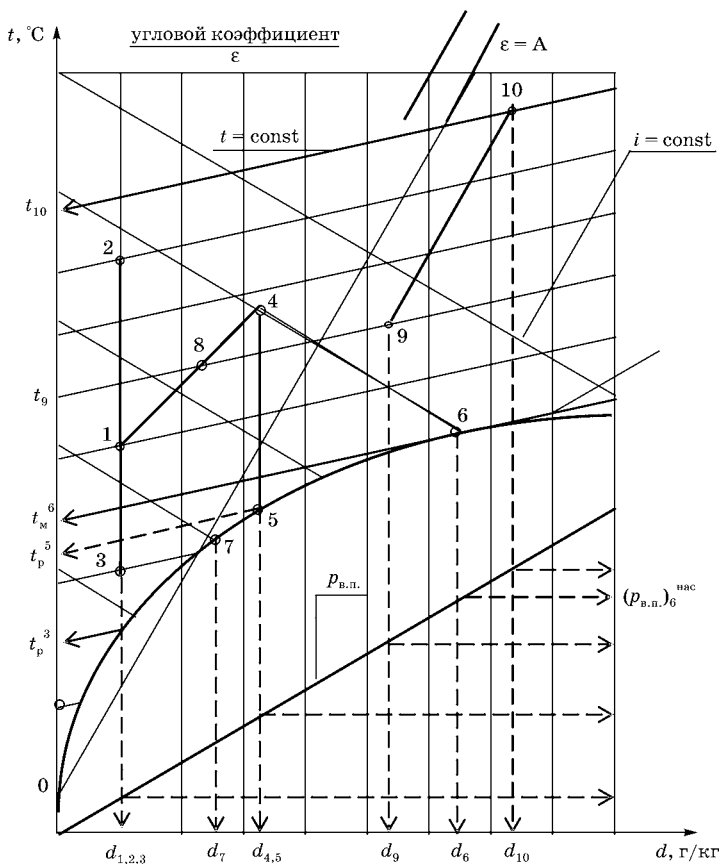


Рис. 1.48

Отображение процессов, происходящих в вентиляции:

1–2 — нагрев при $d = \text{const}$; 1–3 — охлаждение при $d = \text{const}$; 4–6 — охлаждение и увлажнение при $i = \text{const}$ (адиабатный процесс) до температуры мокрого термометра t_m ; 4–5 — охлаждение при $d = \text{const}$ до температуры точки росы t_p ; 1–8–4 — смешение воздуха двух состояний (1 и 4) до состояния 8; 9–10 — построение изменения тепловлажностного состояния воздуха от начального состояния 9 по лучу процесса $\varepsilon = A$ до искомой точки 10.

При построении диаграммы принята косоугольная система координат, так как в такой системе область влажного ненасыщенного воздуха занимает большую площадь диаграммы. Через точки на оси ординат проводятся линии постоянной удельной энтальпии ($i = \text{const}$) под углом 135°

к линии постоянного влагосодержания ($d = \text{const}$). После нанесения сетки из линий $i = \text{const}$ и $d = \text{const}$ на диаграмму наносятся линии постоянной температуры — изотермы ($t = \text{const}$) и кривые постоянной относительной влажности ($\varphi = \text{const}$). Уравнение энтальпии показывает, что изотермы — прямые линии. В нижней части диаграммы нанесена линия парциальных давлений водяного пара $p_{\text{в.п.}}$, кПа.

Кривая, соответствующая $\varphi = 100\%$, делит диаграмму на две части. Справа от линии расположена область влажного ненасыщенного воздуха, слева — область влажного насыщенного воздуха.

Кроме того, по диаграмме можно найти параметры насыщения:

- температуру насыщения t_p при $d = \text{const}$, т. е. температуру точки росы;
- температуру насыщения t_m при $i = \text{const}$, т. е. температуру мокрого термометра;
- парциальное давление $p_{\text{в.п.}}^{\text{нас}}$ насыщения водяными парами воздуха при $t = \text{const}$.

По двум любым параметрам на диаграмму наносится точка, которая характеризует тепловлажностное состояние данного воздуха, и по этой точке можно определить все остальные параметры (рис. 1.48).

Например, возьмем точку A с параметрами воздуха $t = 20^\circ\text{C}$, $\varphi = 50\%$. Находим следующие параметры воздуха: $i \approx 39$ кДж/кг, $d \approx 7,3$ г/кг (с. в.). Опускаясь от точки A вниз по $d = \text{const}$ до линии парциального давления водяного пара, далее по горизонтали определим парциальное давление водяного пара воздуха $p_{\text{в.п.}} = 1,18$ кПа. Для определения $p_{\text{в.п.}}^{\text{нас}}$ из точки A идем по линии $t = \text{const}$ до пересечения с кривой $\varphi = 100\%$, затем опускаемся по $d = \text{const}$ до линии парциального давления водяного пара, далее по горизонтали определим парциальное давление насыщения водяного пара воздуха $p_{\text{в.п.}}^{\text{нас}} = 1,6$ кПа. Движение от точки A по $i = \text{const}$ до кривой $\varphi = 100\%$ и далее по $t = \text{const}$ даст температуру мокрого термометра $t_m = 13,7^\circ\text{C}$, а движение по $d = \text{const}$ до пересечения с кривой $\varphi = 100\%$ и далее — по $t = \text{const}$, покажет температуру точки росы $t_p = 9,3^\circ\text{C}$.



Диаграмма $i-d$ применяется в расчетах вентиляции и кондиционирования воздуха.

Основные процессы, протекающие в вентиляции (рис. 1.48):

- нагрев воздуха (в калориферах и объеме вентилируемого помещения) и охлаждение воздуха (в теплообменниках и объеме вентилируемого помещения) при $d = \text{const}$ (1-2 — нагрев, 1-3 — охлаждение);
- увлажнение (в форсуночных камерах и объеме вентилируемого помещения) — адиабатный процесс при $i = \text{const}$ (линия 4-6);
- смешение двух состояний воздуха 1 и 4 (в приточной камере и объеме вентилируемого помещения). Точка смеси 8 делит отрезок прямой, соединяющей состояния (1-4), на части обратно пропорционально массовым расходам воздуха в точках 1 и 4.

Изменение тепловлажностного состояния воздуха (переход от одного состояния в другое) идет по *лучу процесса* (угловому коэффициенту).

Аналитически луч процесса выражается через тепловлажностное отношение ε , кДж/кг (влаги):

$$\varepsilon = \frac{\sum Q_n}{M_{\text{H}_2\text{O}}}, \quad (1.186)$$

где $\sum q_n$ — избыток полной теплоты, кДж, определенной из теплового баланса в помещении; $M_{\text{H}_2\text{O}}$ — масса водяного пара, кг.

На диаграмме ε показывает отношение изменения энтальпии воздуха к изменению влагосодержания:

$$\varepsilon = \frac{\Delta i}{\Delta d} 10^3 = \frac{i_k - i_n}{d_k - d_n} 10^3. \quad (1.186a)$$

Если $i_n = 0$, тогда $d_n = 0$,

$$\varepsilon = \frac{i_k}{d_k} 10^3, \quad (1.186б)$$

следовательно, все лучи процессов на диаграмме исходят из нулевой точки.



Диапазон ε на id -диаграмме лежит в пределах от $+\infty$ до $-\infty$. На диаграмме показаны только направления лучей процессов (для того чтобы не затенять диаграмму).

Изменения i и d могут происходить при различных значениях q_n и $M_{n_2,0}$. Однако новые значения ε расположены на диаграмме параллельно друг другу.

Чтобы построить луч процесса, необходимо:

- вычислить тепловлажностное отношение ε , кДж/(кг вл.), по формуле (1.186а);
- найти луч процесса на диаграмме, соответствующий этому значению ε ;
- восстановить луч процесса на диаграмме, соединив искомый луч с нулевой точкой;
- через искомую точку провести линию, параллельную этому лучу.

Для определения воздухообмена в помещении при одновременном поступлении в его объем избыточного тепла и влаги (при общеобменной смешивающей вентиляции) удобно пользоваться значением тепловлажностного отношения ε .

Если $\varepsilon \geq 8200$, то расчет воздухообмена необходимо вести только на разбавление избыточного тепла. При $\varepsilon \leq 2400$ — только на разбавление влагоизбытков.

Использовать тепловлажностное отношение ε в расчетах воздухообменов следует, только если $2400 \leq \varepsilon \leq 8200$.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что такое рабочее тело?
2. Характеристика идеального газа.
3. В чем заключается внешняя работа рабочего тела при его нагревании?
4. Указать основные и вспомогательные параметры состояния рабочего тела.
5. Что понимается под термином «давление»?
6. Что такое удельный объем, плотность рабочего тела?
7. Что характеризует температура рабочего тела?
8. Написать характеристическое уравнение или уравнение состояния газа.
9. Чем определяется газовая смесь?
10. Что такое теплоемкость? Виды теплоемкости.



11. Дать определение первого закона термодинамики.
12. Что такое энтальпия? Чем она отличается от внутренней энергии рабочего тела?
13. Дать определение второго закона термодинамики.
14. Физический смысл энтропии.
15. Дать определение термодинамическому процессу.
16. Какое состояние газа (рабочего тела) называют равновесным?
17. Дать определение обратимых процессов.
18. Какие методы используются при изучении термодинамических процессов?
19. Чем определяется работа газа в процессе на p - v -диаграмме?
20. Какими выражениями определяются процессы: изотермический, изобарный, изохорный, адиабатный, политропный?
21. Дать определение кругового процесса (цикла).
22. За счет чего осуществляется прямой круговой процесс?
23. За счет чего осуществляется обратный круговой процесс?
24. Чему равна полезная работа цикла?
25. Чему равен КПД кругового процесса?
26. Из каких процессов состоит цикл Карно?
27. Как называются машины для передачи тепла от холодного источника к горячему?
28. Что такое холодильный коэффициент?
29. Виды поршневых двигателей внутреннего сгорания.
30. Что такое газотурбинная установка?
31. Что такое компрессор?
32. Что такое объемный КПД компрессора?
33. Из каких процессов состоит цикл воздушно-компрессорной холодильной установки?
34. Чем определяется работа, затраченная на осуществление цикла пароконпрессорной холодильной установки?
35. В каких агрегатных состояниях может находиться вода при атмосферном давлении?
36. Существует ли такое состояние вещества, в котором оно находится в трех агрегатных состояниях?
37. В какой области p - v -координат пар находится в перегретом состоянии?
38. Что такое степень сухости пара?
39. В какой области p - v -диаграммы при превращении воды в пар не расходуется теплота парообразования?
40. При каких условиях возможно кипение воды при комнатной температуре?
41. В какой области p - v -диаграммы находится сухой насыщенный пар?



42. В какой области is -диаграммы изобары являются изотермами?
43. Что определяет разность энтальпий до и после турбины в паросиловой установке?
44. Как называют двухкомпонентную смесь, состоящую из сухого воздуха и водяного пара?
45. Что такое относительная влажность воздуха?
46. Что такое влагосодержание воздуха?
47. Как изменяется относительная влажность воздуха при повышении (понижении) его температуры?
48. Для чего определяют температуру мокрого термометра?
49. По какому процессу идет увлажнение воздуха в форсуночной камере?
50. Какие уравнения были положены в основу построения id -диаграммы влажного воздуха?

• 2 •

ОСНОВЫ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

2.1.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТЕПЛООБМЕНА

2.1.1.

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Теплообмен характеризуется изменением температуры по координатам пространства и во времени

$$t = f(x, y, z, \tau), \quad (2.1)$$

где x, y, z — координаты пространства; τ — время.

Совокупность значений температуры во всех точках какой-либо пространственной области в данный момент времени называют *температурным полем*. Если температурное поле изменяется во времени, оно называется *нестационарным*, а если не изменяется — *стационарным*.

Точки пространств, имеющие в рассматриваемый момент времени одинаковую температуру и образующие некоторую поверхность, называются *изотермической поверхностью*.

Интенсивность теплообмена характеризуется такими понятиями, как *тепловой поток* и *плотность теплового потока*, или *поверхностный тепловой поток*. Тепловой поток — это количество теплоты, проходящее в единицу времени через некоторую произвольную поверхность Q , Вт (Дж/с). Плотность теплового потока (поверхностный тепловой поток) — это тепловой поток, отнесенный к единице поверхности q , Вт/м²:

$$q = \frac{Q}{F}, \quad (2.2)$$

где F — площадь поверхности, м², через которую проходит тепловой поток Q .

2.1.2. СПОСОБЫ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ТЕПЛОТЫ

Теплопередача или теплообмен — это *необратимый самопроизвольный процесс переноса теплоты* в пространстве с неравномерным распределением температуры. Он происходит вследствие обмена внутренней энергией между отдельными элементами, областями рассматриваемой среды, в ходе которого теплота переходит из ее более нагретых мест в менее нагретые.

Перенос теплоты осуществляется тремя способами: *теплопроводностью, конвекцией и тепловым излучением.*

Теплопроводность — это *молекулярный перенос теплоты в пространстве* за счет индивидуального (хаотического, поступательного, колебательного, вращательного) движения частиц, составляющих вещество, в котором происходит теплообмен. Этот процесс возможен в газообразных, жидких и твердых средах.

Конвекция — это *перенос теплоты в пространстве движущимися макрообъемами* жидкости или газа в том или ином направлении. Перенос теплоты неразрывно связан с переносом самой среды. Различают *естественную конвекцию*, происходящую естественным путем и вызванную чаще всего разностью плотностей среды в разных ее частях, и *вынужденную конвекцию*, обусловленную действием какого-либо исполнительного механизма (насоса, вентилятора и т. д.).

В технике и в быту часто происходят процессы теплообмена между различными жидкостями (средами), разделенными твердой поверхностью, где совместно действуют конвекция и теплопроводность, и такой теплообмен называется *конвективным теплообменом* или *теплоотдачей.*

Теплообмен излучением — это *теплообмен, обусловленный превращением части внутренней энергии одного вещества в энергию излучения*, переносом ее в пространстве и поглощением другим веществом. В данном случае перенос теплоты в пространстве происходит посредством *электромагнитных волн.*

2.1.3. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

Основной закон передачи теплоты теплопроводностью — закон Фурье (1822 г.), который устанавливает прямую зависимость поверхностного теплового потока q и температурного градиента:

$$q = -(\lambda \cdot \text{grad } t), \quad (2.3)$$

где λ — коэффициент пропорциональности или теплопроводности, Вт/(м·К), который численно равен тепловому потоку в 1 Вт при градиенте температур в 1 градус через поверхность толщиной в 1 м; $\text{grad } t$ — разность температур двух соприкасающихся поверхностей, град, или вектор, направленный в сторону повышения температур.

Знак *минус* в формуле (2.3) означает встречное направление векторов градиента температур и теплового потока.

Величина λ зависит от температуры, плотности, влажности, материала. Его значения приведены в теплотехнических справочниках, а для строительных материалов — в СП 23-101-2004 (приложение Д).

Наибольшая теплопроводность у металлов, коэффициент теплопроводности которых $\lambda = 3 \dots 450$ Вт/(м·К).

Коэффициент теплопроводности неметаллов (диэлектриков) $\lambda = 0,023 \dots 2,9$ Вт/(м·К), причем меньшие значения характерны для строительных и теплоизоляционных материалов. Для жидкостей $\lambda = 0,07 \dots 0,7$ Вт/(м·К), а для газов $\lambda = 0,006 \dots 0,6$ Вт/(м·К).

В практических расчетах часто встречается случай стационарной теплопроводности в плоской однослойной и многослойной стенке.

Стационарная теплопроводность в плоской стенке. Рассмотрим *плоскую однослойную стенку* толщиной δ , м.

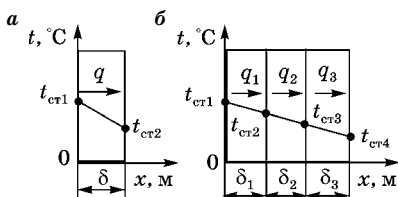


Рис. 2.1
Стационарная теплопроводность в плоской стенке:
a — однослойная стенка; *б* — многослойная стенка (3 слоя).

Одна поверхность стенки имеет температуру $t_{\text{cr1}} = \text{const}$, другая — $t_{\text{cr2}} = \text{const}$, причем $t_{\text{cr1}} > t_{\text{cr2}}$. Поверхностный тепловой поток через стенку q , Вт/м² будет направлен от t_{cr1} к t_{cr2} (рис. 2.1а).

Запишем уравнение (2.3) в следующем виде:

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx} = \text{const.} \quad (2.3a)$$

Решая это уравнение, находим температуру:

$$t = -\left(\frac{q}{\lambda} x\right) + C, \quad (2.4)$$

где C — постоянная интегрирования на границе стенки.

Граничные условия:

- если $x = 0$, то $t = t_{\text{cr1}}$ и $c = t_{\text{cr1}}$;
- если $x = \delta$, то $t = t_{\text{cr2}}$ и $c = t_{\text{cr1}}$.

Тогда

$$t_{\text{cr2}} = -\left(\frac{q}{\lambda} x\right) + t_{\text{cr1}}, \quad (2.5)$$

откуда

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{\text{cr1}} - t_{\text{cr2}}) = \frac{t_{\text{cr1}} - t_{\text{cr2}}}{\delta/\lambda} = \frac{t_{\text{cr1}} - t_{\text{cr2}}}{R_\lambda}, \quad (2.6)$$

$$R_\lambda = \frac{\delta}{\lambda}, \quad (2.7)$$

где R_λ — термическое сопротивление плоской однослойной стенки (слоя), м²К/Вт.

Из уравнения (2.5) следует, что в плоской однородной стенке при стационарной теплопроводности температура распределяется по линейному закону, причем угловой коэффициент прямой линии равен δ/λ и определяет интенсивность падения температуры.

Схема стационарной теплопроводности в плоской многослойной стенке показана на рис. 2.1б. Для этого случая на основе закона Фурье можно записать следующее уравнение для поверхностного теплового потока:

$$q = \frac{t_{\text{cr1}} - t_{\text{crn+1}}}{\sum_{i=1}^n R_{\lambda i}} = \frac{t_{\text{cr1}} - t_{\text{crn+1}}}{R_\lambda}, \quad (2.8)$$

$$R_{\lambda} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\delta_i}{\lambda_i} \right), \quad (2.9)$$

$$Q = qF, \quad (2.10)$$

где t_{cr1} , t_{crn+1} — температуры на поверхностях стенки; n — число слоев стенки; δ_i — толщина i -го слоя стенки, м; λ_i — коэффициент теплопроводности i -го слоя стенки, Вт/(м·К); $R_{\lambda i}$ — термическое сопротивление i -го слоя стенки, (м²·К)/Вт; R_{λ} — полное термическое сопротивление многослойной стенки, (м²·К)/Вт; q — тепловой поток, Вт; F — площадь поверхности стенки, м².

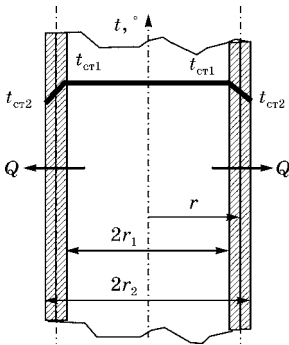


Рис. 2.2
Стационарная теплопроводность в цилиндрической стенке

Стационарная теплопроводность в цилиндрической стенке. Этот случай теплопроводности также часто встречается при расчетах тепловых потоков через цилиндрические корпуса обогреваемых или охлаждаемых аппаратов, через стенки трубопроводов и наложенный на них слой теплоизоляции и т. д.

На рис. 2.2 показана схема стационарной теплопроводности в неограниченной стенке, имеющей внутренний диаметр $d_1 = 2r_1$ и наружный диаметр $d_2 = 2r_2$. На внутренней поверхности стенки поддерживается температура $t_{cr1} = \text{const}$, а на наружной — $t_{cr2} = \text{const}$, причем $t_{cr1} > t_{cr2}$.

Под действием температурного перепада возникает постоянный тепловой поток $q = \text{const}$, направленный по радиусу цилиндра.

Рассматривая этот процесс на основе закона Фурье, получаем уравнение для теплового потока

$$Q = \frac{2\pi\lambda \ell}{\ln(d_2/d_1)} (t_{cr1} - t_{cr2}), \quad (2.11)$$

где ℓ — длина стенки, м.

При расчете через однослойную стенку часто используется понятие *линейной плотности теплового потока* q_ℓ , за которую принимается величина $q_\ell = Q/\ell$.

Тогда уравнение (2.11) запишем в следующем виде:

$$q_\ell = \frac{t_{\text{ср1}} - t_{\text{ср2}}}{\frac{1}{2\pi\ell} \ln \frac{d_2}{d_1}} = \frac{t_{\text{ср1}} - t_{\text{ср2}}}{R_{\lambda\ell}}, \quad (2.12)$$

$$R_{\lambda\ell} = \frac{1}{2\pi\ell} \ln \frac{d_2}{d_1}, \quad (2.13)$$

где $R_{\lambda\ell}$ — линейное термическое сопротивление теплопроводности однослойной цилиндрической стенки, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$.

Для многослойной цилиндрической стенки уравнение (2.12) примет следующий вид:

$$q_\ell = \frac{t_{\text{ср1}} - t_{\text{ср2}}}{\frac{1}{2\pi} \sum_{i=1}^n \frac{\ell}{d_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}} = \frac{t_{\text{ср1}} - t_{\text{ср2}}}{\sum_{i=1}^n R_{\lambda\ell i}}, \quad (2.14)$$

где $R_{\lambda\ell i}$ — термическое сопротивление для i -го слоя, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$.

Из уравнений (2.11)–(2.13) стационарной теплопроводности через цилиндрическую стенку видно, что распределение температуры по радиусу в пределах слоя происходит по *логарифмическому закону*.

При $d_2/d_1 \leq 1,5$ кривизной стенки можно пренебречь и использовать формулу (2.6) для плоской стенки, полагая, что $\delta = R_2 - R_1$ и $F = 2\pi\ell(r_1 + r_2)$, тогда формула (2.10) примет вид

$$Q = q_\ell F = \frac{\lambda}{r_1 - r_2} (t_{\text{ср1}} - t_{\text{ср2}}) F. \quad (2.15)$$

При этом погрешность не превысит 1,5%.

2.1.4. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН

Часто встречается разновидность конвективного теплообмена — *теплоотдача*. Поверхность раздела, участвующая в теплоотдаче, называется *поверхностью теплообмена* или *теплоотдающей поверхностью*.



Для конвективного описания теплоотдачи используется основной закон конвективного теплообмена — закон Ньютона–Рихмана: *плотность теплового потока пропорциональна разности температур поверхности теплообмена и жидкости*

$$q = \alpha_{\text{к}} |t_{\text{ст}} - t_{\text{ж}}|, \quad (2.16)$$

где $\alpha_{\text{к}}$ — коэффициент пропорциональности, т. е. *коэффициент теплоотдачи конвекцией*, Вт/(м²·град); $t_{\text{ст}}$, $t_{\text{ж}}$ — температура поверхности теплообмена и жидкости, град.

Тепловой поток по всей поверхности площадью F

$$Q = \alpha_{\text{к}} |t_{\text{ст}} - t_{\text{ж}}| F. \quad (2.17)$$

Разность температур $|t_{\text{ст}} - t_{\text{ж}}|$ в уравнениях (2.16) и (2.17) называется *температурным напором* и всегда принимается по модулю, для того чтобы величины q и Q были положительны.

Физический смысл коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{к}}$ — количество теплоты q , Вт, передаваемое за счет теплоотдачи через единичную площадь поверхности теплообмена $F = 1 \text{ м}^2$ в единицу времени $\tau = 1 \text{ с}$ при температурном напоре, равном единице: $\Delta t = 1 \text{ град}$, т. е.

$$\alpha = \frac{Q}{F |t_{\text{ст}} - t_{\text{ж}}|}. \quad (2.18)$$

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{к}}$ зависит от

- физических свойств жидкости: вязкости, плотности, коэффициента объемного расширения, температуры;
- геометрических характеристик и температуры теплоотдающей поверхности;
- режима движения жидкости (ламинарного или турбулентного) относительно поверхности теплообмена.

Величина, численно равная обратному значению коэффициента $\alpha_{\text{к}}$, называется *внешним термическим сопротивлением* R_{α} , (м²·град)/Вт:

$$R_{\alpha} = \frac{1}{\alpha}. \quad (2.19)$$

Ламинарный режим движения характеризуется спокойным, струйчатым движением жидкости, турбулент-



ный — неупорядоченным, вихревым. Изменение режима движения жидкости происходит при некоторой *критической скорости* $v_{кр}$, м/с и характеризуется числом Рейнольдса, представляющим собой отношение сил инерции к силам вязкого трения:

$$Re = \frac{v_{кр} \ell}{\nu}, \quad (2.20)$$

где ℓ — характерный размер поверхности теплообмена, м; ν — кинематическая вязкость жидкости, м²/с.

Коэффициент теплоотдачи α определяется опытным путем или с использованием критериальных уравнений подобия.

В конвективном теплообмене определяющим критерием подобия является число Нуссельта Nu , содержащее искомый коэффициент α :

$$Nu = \frac{\alpha \ell}{\lambda}, \quad (2.21)$$

где λ — теплопроводность жидкости, Вт/(м·град).

Число Нуссельта можно представить следующим образом:

$$Nu = \frac{\ell/\lambda}{1/\alpha} = \frac{R_\lambda}{R_\alpha}. \quad (2.22)$$

Из соотношения (2.22) видно, что число Нуссельта представляет собой отношение *термического сопротивления теплопроводности* R_λ стенки толщиной ℓ к *термическому сопротивлению теплоотдачи конвекцией* R_α .

При вынужденной конвекции определяющими критериями являются числа Рейнольдса Re , Прандтля Pr , Пекле Pe

$$Pr = \frac{\nu}{\nu}; \quad Pe = RePr = \frac{v\ell}{\nu}. \quad (2.23)$$

Критериальная зависимость для расчета коэффициента α_k :

$$Nu = f(Re, Pr). \quad (2.24)$$

При естественной конвекции определяющими критериями являются числа Прандтля Pr и Грасгофа Gr

$$Gr = \frac{g\ell^3}{\nu} |t_{ст} - t_{ж}|. \quad (2.25)$$



Число Грасгофа выражает отношение подъемной силы, возникающей из-за разности плотностей жидкости у поверхности и вдали от нее, к силам вязкости.

Критериальное уравнение для расчета коэффициента $\alpha_{кр}$:

$$Nu = f(Gr, Pr). \quad (2.26)$$

Часто встречающийся на практике случай конвективного теплообмена — *теплоотдача при кипении жидкостей* (например при кипении воды в паровых котлах). Возможны *пузырьковый* и *пленочный* режимы кипения.

При пузырьковом режиме кипения на греющей поверхности образуются, увеличиваются в объеме, затем отрываются разобщенные пузырьки пара, вместо которых возникают новые. Такой режим кипения приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи α за счет увеличения разности температур на греющей поверхности и температуры насыщенного пара ($\Delta t = t_{ст} - t_{нас. п}$) и за счет того, что отрывающиеся пузырьки пара турбулизируют тепловой пограничный слой. Интенсификация теплообмена происходит до первого критического значения разности температур $\Delta t_{кр. 1}$, которой соответствует первая критическая плотность теплового потока $q_{кр. 1}$. При $\Delta t > \Delta t_{кр. 1}$ пузырьки пара на греющей поверхности сливаются в сплошную пленку пара и этим ухудшают теплообмен. При достижении $\Delta t = \Delta t_{кр. 2}$ пленка пара покрывает всю поверхность теплообмена и наступает пленочный режим кипения. При таком режиме коэффициент теплоотдачи α и плотность теплового потока принимают минимальное значение — это вторая критическая плотность теплового потока $q_{кр. 2}$ и второе критическое значение разности температур $\Delta t_{кр. 2}$.

Режим кипения в интервале разности температур $\Delta t = \Delta t_{кр. 1} \dots \Delta t_{кр. 2}$ называется *переходным* — от пузырькового к пленочному. В практических условиях работы парогенераторов необходимо обеспечивать $\Delta t > \Delta t_{кр. 1}$, так как кипение в пленочном режиме характеризуется высоким значением температуры стенки греющей поверхности, что приводит к быстрому ее прогару и разрушению.

Другой часто встречающийся в практике случай конвективного теплообмена, сопровождающийся изменением



агрегатного состояния вещества, — *теплоотдача при конденсации пара*, соприкасающегося с холодной поверхностью (например конденсация водяного пара в теплообменниках, паровых калориферах и отопительных приборах). Существует *пленочная* и *капельная конденсация*. Пленочная возникает на поверхности (*лиофильная* поверхность), на которой образуется сплошная пленка конденсата. Капельная — на плохо смачивающейся поверхности (*лиофобная* поверхность). Обычно в производственных условиях имеет место пленочная конденсация пара, при которой коэффициент теплоотдачи α меньше, чем при капельной, так как пленка создает дополнительное сопротивление теплопередаче.

2.1.5. ЛУЧИСТЫЙ ТЕПЛОБМЕН

Лучистый теплообмен — перенос теплоты при помощи электромагнитных волн между телами, разделенными лучепрозрачной средой (воздухом). Тепловая энергия, превращаясь на поверхности тела в лучистую, передается через лучепрозрачную среду на поверхность другого тела, где вновь превращается в тепловую энергию. Основной закон теплообмена излучением определяется законом Стефана–Больцмана, установленным в 1879 г. экспериментально и в 1881 г. — теоретически и фиксирующим связь между плотностью теплового потока лучистой энергии (излучательной способностью) абсолютно черного тела q_0 , Вт/м², с температурой T , К:

$$q_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4; \quad (2.27)$$

$$q = aC_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 = aq_0, \quad (2.27a)$$

где C_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела, Вт/(м²·К⁴); $C_0 = 5,68$; q — удельный тепловой поток серого тела, Вт/(м²·°К⁴); a — степень черноты серого тела, $a = q/q_0$, $a = 0,05$ (чистые стальные и чугунные поверхности при $t = 20^\circ\text{C}$), $a = 0,93$ (красный кирпич при $t = 20^\circ\text{C}$), $a = 0,91$ (оштукатуренная известью поверхность при $t = 10\dots90^\circ\text{C}$).

По закону Стефана–Больцмана тепловой поток $q_{\text{л}}$, Вт, излучаемый поверхностью F_1 , м², имеющей абсолютную температуру T_1 , К, на поверхность F_2 , м², с температурой T_2 :

$$Q_{\text{л}} = (q_1 - q_2)F_1\varphi_{1-2} = C_{\text{пр}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F_1\varphi_{1-2}, \quad (2.276)$$

где $C_{\text{пр}}$ — приведенный коэффициент излучения системы тел, между которыми происходит лучистый теплообмен, Вт/(м²·К⁴); $C_{\text{пр}} = 4,9$ для поверхностей в помещении; φ_{1-2} — безразмерный коэффициент облученности, показывающий долю лучистого теплового потока, приходящегося на поверхность F_2 , от всего потока, излучаемого поверхностью F_1 ; $\varphi_{1-2} = 1$, если в помещении одна поверхность наружного ограждения обменивается излучением с внутренними поверхностями помещения.

Обычно для расчета используют более простую формулу по аналогии с формулой (2.14):

$$Q_{\text{л}} = \alpha_{\text{л}}(t_1 - t_2)F_1; \quad (2.28)$$

$$\alpha_{\text{л}} = \frac{\left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]}{t_1 - t_2} C_{\text{пр}}\varphi_{1-2} = b_{1-2}C_{\text{пр}}\varphi_{1-2}, \quad (2.29)$$

где $\alpha_{\text{л}}$ — коэффициент лучистого теплообмена на поверхности F_1 , Вт/(м²·К); t_1, t_2 — температуры поверхностей, между которыми происходит теплообмен, °С; b_{1-2} — температурный

фактор; в пределах обычного диапазона температур для любых поверхностей $b_{1-2} = 0,81 + 0,005/(t_1 - t_2)$.

Для уменьшения теплообмена излучением используют защитные экраны, например в воздушных прослойках наружных ограждений (рис. 2.3). Для экранов используют материалы с малой поглощательной способностью (никелированный стальной лист, $A = 0,05$; полированный алюминиевый лист, $A = 0,26$).

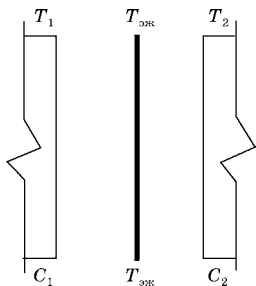


Рис. 2.3
Схема применения
экрана

2.2. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

Теплопередача — это процесс теплообмена между двумя средами через разделяющую стенку физического раздела между ними или через его поверхность. Посредством теплопередачи осуществляется теплообмен:

- воздуха помещений с наружным воздухом через ограждающие конструкции зданий;
- в системах отопления;
- в теплообменных аппаратах.

2.2.1. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ЧЕРЕЗ ОГРАЖДАЮЩИЕ КОНСТРУКЦИИ ЗДАНИЙ

Рассмотрим теплопередачу через наружную ограждающую многослойную конструкцию здания (рис. 2.4). Будем считать, что процесс теплопередачи — стационарный (установившийся), т. е. тепловой поток, передаваемый через конструкцию, постоянный.

Введем следующие обозначения:

- t_b, t_n — температуры по обе стороны ограждения (расчетные температуры внутреннего и наружного воздуха в холодный период года), °С;
- $t_{ст1}, t_{ст2}, t_{ст3}, t_{ст4}$ — температуры поверхности конструкции ограждения, °С.

Примем $t_b > t_n$. Согласно условию стационарности процесса, имеем $q_b = q_{\lambda 1} = q_{\lambda 2} = q_{\lambda 3} = q_n = q$.

В теплообмене через ограждающие конструкции зданий передача тепла конвекцией и излучением между воздушной (газообразной) средой и поверхностью ограждения происходит параллельно, поэтому в расчетах используется результирующий коэффициент теплоотдачи $\alpha_{рез} = \alpha_{к} + \alpha_{л}$,

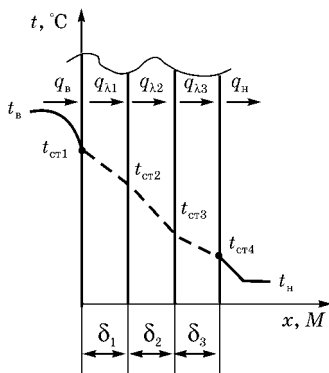


Рис. 2.4
Распределение температур
в толще ограждения

который для строительных конструкций зданий задается в таблицах из СНиП 23-02-2003 «Тепловая защита здания»:

- $\alpha_{\text{в}}$ — коэффициент тепловосприятия внутренней поверхности ограждений от внутреннего воздуха (табл. 7);
- $\alpha_{\text{н}}$ — коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности ограждения к наружному воздуху (табл. 8).

Теплопередачу через наружные ограждения здания можно представить тремя уравнениями:

- от внутреннего воздуха к внутренней (горячей) поверхности ограждения

$$q_{\text{в}} = \alpha_{\text{в}}(t_{\text{в}} - t_{\text{ст1}}); \quad (2.30)$$

- теплопроводностью внутри плоской стенки:

$$q_{\lambda} = \frac{\lambda_1}{\delta_1}(t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст2}}) + \frac{\lambda_2}{\delta_2}(t_{\text{ст2}} - t_{\text{ст3}}) + \frac{\lambda_3}{\delta_3}(t_{\text{ст3}} - t_{\text{ст4}}); \quad (2.31)$$

- от внешней (холодной) поверхности к наружному воздуху:

$$q_{\text{н}} = \alpha_{\text{н}}(t_{\text{ст4}} - t_{\text{н}}). \quad (2.32)$$

Сложив почленно уравнения (2.30)–(2.32) и выразив q , получим уравнения теплопередачи через наружную ограждающую конструкцию здания

$$q = \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}{\frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}}} = \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}{R_0}; \quad (2.33)$$

$$q = (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) \cdot K; \quad (2.33a)$$

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}}; \quad (2.34)$$

$$K = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}}}, \quad (2.34a)$$

где R_0 — сопротивление теплопередаче ограждения, (м²·град)/Вт; K — коэффициент теплопередачи ограждения, Вт/(м²·град), численно равный тепловому потоку в 1 Вт, проходящему через 1 м² поверхности ограждения при температурном перепаде в 1 град.



Из (2.30)–(2.32) получим уравнения для определения температур в рассматриваемом сечении « x » ограждения

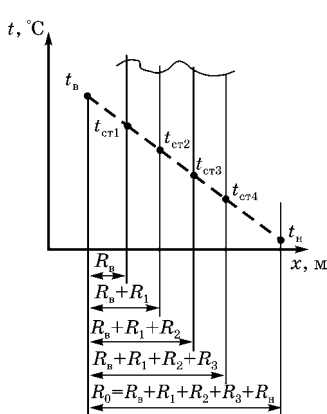


Рис. 2.5

Схема определения температуры в толще ограждения графоаналитическим методом

$$t_{\text{ср1}} = t_{\text{в}} - \frac{R_{\text{ж.1}}}{R_0} (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}); \quad (2.35)$$

$$t_x = t_{\text{в}} - \frac{\sum R_{\text{оx}}}{R_0} (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}), \quad (2.35a)$$

где $\sum R_{\text{оx}}$ — сопротивление теплопередаче от внутренней поверхности плоской стенки до рассматриваемого сечения x , ($\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)/Вт.

Температуру в толще ограждения в произвольном сечении « x » можно определить графоаналитическим способом, если построить сечение ограждения в масштабе сопротивлений теплопередаче (рис. 2.5).

2.2.2. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Устройства, предназначенные для передачи теплоты от одной среды к другой, называют *теплообменными аппаратами*, или *теплообменниками*.

Среды, участвующие в процессе теплообмена, называют *теплоносителями*.

По принципу действия и конструктивному исполнению теплообменники подразделяются на поверхностные, контактные (смесительные) и с внутренним источником теплоты.

Поверхностные теплообменники — устройства, в которых процесс передачи теплоты связан с поверхностью твердого тела, т. е. теплообмен от одной среды к другой происходит через разделительную стенку. Они, в свою очередь, разделяются на *рекуперативные* и *регенеративные* теплообменники.

Рекуперативные теплообменники — такие устройства, где два теплоносителя с различными температурами

текут в пространствах, разделенных твердой стенкой (калориферы, отопительные приборы, конденсаторы, парогенераторы).

Регенеративные теплообменники — устройства, в которых одна и та же поверхность нагрева через определенные промежутки времени омывается в последовательной очередности горячей и холодной средой (воздухоподогреватели мартеновских и доменных печей). Передача теплоты осуществляется с помощью специального аккумулятора теплоты — насадок (керамических тел, металлической стружки, гофрированной ленты и т. д.).

Смесительные теплообменники — устройства, в которых процесс теплообмена происходит при непосредственном соприкосновении и перемешивании теплоносителей (градирни, деаэраторы).

Теплообменники с внутренними источниками теплоты — устройства с одним теплоносителем, в котором отводится теплота, выделенная в самом теплообменнике (электронагреватели, ядерные реакторы).

Наиболее часто в практике встречаются рекуперативные теплообменники. Их простейшим представителем является теплообменник «труба в трубе» (рис. 2.6), в котором один из теплоносителей проходит по внутренней тру-

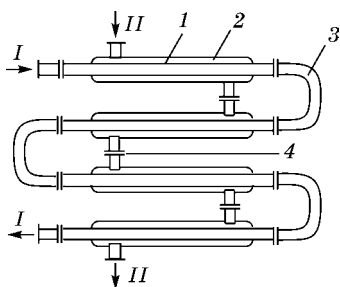


Рис. 2.6
Теплообменник типа
«труба в трубе»:

1 — внутренняя труба; 2 — наружная труба; 3 — соединительная труба; 4 — соединительный штуцер; I, II — теплоносители.

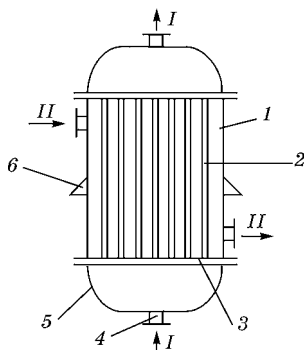


Рис. 2.7
Кожухотрубный теплообменник:
1 — кожух; 2 — труба; 3 — трубная решетка; 4 — штуцер; 5 — днище; 6 — опорная лапа; I, II — теплоносители.

бе, второй — в кольцевом зазоре между трубами. Этот теплообменник применяют при небольших значениях передаваемого теплового потока q (местное горячее водоснабжение), так как в противном случае он становится громоздким и металлоемким.

Другой наиболее распространенный тип рекуперативного теплообменника — кожухотрубный, принципиальное устройство которого показано на рис. 2.7.

Теплообменник представляет собой трубу большого диаметра (кожух 1), к торцам которой приварены диски с соосными отверстиями (трубные доски или решетки), в отверстия трубных решеток на всю длину кожуха вставлены трубы малого диаметра, приваренные или привальцованные к трубным решеткам. Каждая из трубных решеток закрыта снаружи крышкой. К кожуху и крышкам приварены штуцеры *I* и *II* для подачи и отвода теплоносителей, один из которых проходит по трубному пространству теплообменника (*I*), а другой — по межтрубному пространству (*II*).

Преимущества кожухотрубного теплообменника:

- компактность;
- возможность больших поверхностей теплообмена;
- удобство в эксплуатации;
- технологичность в изготовлении.

Недостаток — затрудненная очистка межтрубного пространства.

К рекуперативным аппаратам также относится пластинчатый теплообменник. Он представляет собой собранный в пакет набор гофрированных пластин (рис. 2.8), омываемых с одной стороны горячим теплоносителем, с другой — холодным.

Гофрировка пластин обеспечивает турбулизацию потоков и, как следствие, высокие значения коэффициентов теплоотдачи.

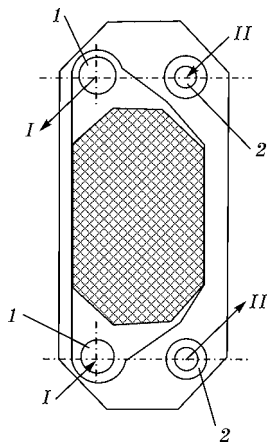


Рис. 2.8

Пластина пластинчатого теплообменника:
1, 2 — отверстия для прохода теплоносителя *I*, *II*.

Этот теплообменник характеризуется:

- высокой интенсивностью теплообмена;
- компактностью;
- доступностью поверхности теплообмена для чистки разборных теплообменников.

В зависимости от взаимного направления движения теплоносителей (сред) теплообменники рекуперативного типа подразделяются на *прямоточные*, *противоточные* и *перекрестные*. В прямоточных теплообменниках теплоносители движутся в одном направлении, в противоточных — в противоположных, в перекрестных — в перекрестном направлении.

Теплообменники на базе радиаторов относятся тоже к рекуперативным теплообменникам, где горячий теплоноситель — вода, а холодный теплоноситель — воздух. Достоинство таких аппаратов заключается в малом сопротивлении проходу воздуха, что позволяет применять его в приточных системах вентиляции с естественным движением

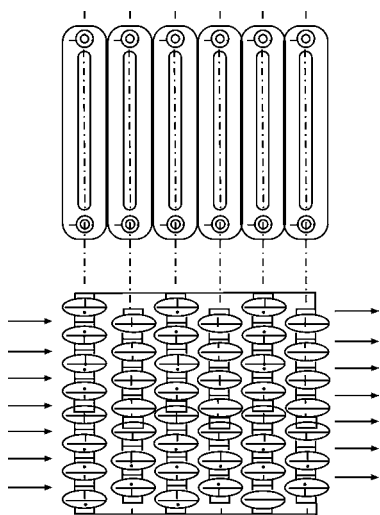


Рис. 2.9
Схема установки радиаторов
в горизонтальном канале

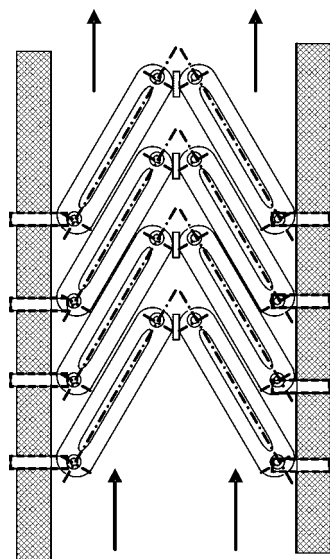


Рис. 2.10
Схема наклонной установки
радиаторов в вертикальном канале

воздуха. Недостаток — большая металлоемкость и большие габариты.

Если радиаторы устанавливаются в горизонтальном канале, то для лучшего омывания воздухом поверхности калорифера они смещаются относительно друг друга и заключаются в кожух (рис. 2.9). Если калорифер устанавливается в вертикальном канале, радиаторы устанавливаются наклонно в форме двухскатной крыши (рис. 2.10).

Тепловой расчет рекуперативного теплообменника заключается в определении:

1) теплового потока q , Вт, передаваемого холодному теплоносителю;

2) расхода горячего теплоносителя M , кг/с;

3) требуемой поверхности теплообмена F , м².

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что понимают под процессом распространения теплоты?
2. Какими способами происходит распространение теплоты?
3. Чем отличаются процессы теплопроводности и теплопередачи?
4. Чем определяется теплоотдача?
5. Какими способами осуществляется теплоотдача?
6. Что такое термическое сопротивление?
7. Как определяются теплопотери через ограждающую стенку?
8. Как соотносятся коэффициент теплопередачи и термическое сопротивление?
9. Как определяется коэффициент теплопередачи?
10. В чем отличие лучистого теплообмена от конвективного?

• 3 •

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОТЫ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ

3.1. КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Котельная установка — совокупность котельного агрегата и вспомогательного оборудования.

Котельный агрегат — комплекс устройств для получения пара и горячей воды.

3.1.1. ТОПЛИВО, ЕГО ВИДЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ

Топливом называются углеродистые и углеводородистые вещества в основном растительного происхождения, которые при горении выделяют тепло.

По своему *агрегатному состоянию* топливо делится на твердое, жидкое и газообразное.

Различаются органические (углеродистые и углеводородистые вещества, пригодные для получения тепла) и ядерные виды топлива.

По своему происхождению топливо делится на естественные виды, добываемые из недр земли, и искусственные, получаемые путем химической или механической переработки естественного сырья.

Классификация видов топлива приводится в табл. 3.1.

Принадлежность топлива к той или иной группе по химическому составу или геологическому возрасту можно определить в первую очередь по содержанию *горючей массы*. В ее состав входят *углерод, водород и летучая сера*. Основным горючим элементом топлива является углерод. Его уровень в твердом топливе колеблется от 50 до 95% при содержании водорода от 1 до 6,5% и серы от 0 до 8%.

Таблица 3.1

Общая классификация видов топлива

Агрегатное состояние	Естественный вид	Искусственный вид
Твердое	Древесина, торф, бурый уголь, каменный уголь, антрацит, горючие сланцы	Древесный уголь, кокс, полукокс, термоантрацит, брикет и др.
Жидкое	Нефть	Мазут, спирт, бензин, бензол, лигроин, керосин, соляровое масло, газойль и др.
Газообразное	Природный газ, попутный нефтяной газ	Газы: доменный, генераторный, коксовый, светильный, подземной газификации твердого топлива и др.

Кроме указанных элементов в состав топлива входят *кислород*, попадающий в него из клетчатки растений, некоторое количество азота (оно редко превышает в твердых видах топлива 1%), а также балласт в виде золы и влаги.

Топливо обычно характеризуется техническими показателями и химическим составом. Технические характеристики даются в процентах по массе количества в топливе золы A^p , влаги W^p , летучих веществ V^p .

Химический состав топлива представляет в первую очередь его горючую часть, наиболее характерную для данного вида. Состав жидкого и твердого топлива указывается в процентах по рабочей массе. Он может быть выражен уравнением

$$C^p + H^p + S_{\text{д}}^p + O^p + N^p + A^p + W^p = 100\%, \quad (3.1)$$

где C^p — содержание углерода, %; H^p — содержание водорода, %; $S_{\text{д}}^p$ — содержание летучей серы, %; O^p — содержание кислорода, %; N^p — содержание азота, %; A^p — содержание золы, %; W^p — содержание водяных паров, %.

Первые три элемента в формуле (3.1) представляют собой горючую часть топлива, остальные элементы — балласт.

Состав газообразного топлива выражается в процентах по рабочему объему. Он также может быть выражен уравнением

$$(H_2 + CO + H_2S + C_m H_n) + (CO_2 + SO_2 + N_2 + O_2) = 100\%, \quad (3.2)$$

где $(\text{H}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + \text{C}_m\text{H}_n)$ — горючие газы (водород, окись углерода, сероводород, углеводородные газы); $(\text{CO}_2 - \text{SO}_2 + \text{N}_2 + \text{O}_2)$ — негорючие газы (двуокись углерода, сернистый газ, азот, кислород).

Важнейшая характеристика топлива — *теплота сгорания* q^p (МДж/кг или МДж/нм³), т. е. количество теплоты, выделившееся при полном сгорании единицы топлива (1 кг твердого или жидкого топлива; 1 м³ газообразного топлива при нормальных условиях). Различается *высшая* ($Q_{\text{в}}^p$) и *низшая* ($Q_{\text{н}}^p$) *теплота сгорания топлива*.

В большинстве практических случаев продукты сгорания топлива и содержащийся в них водяной пар уходят из топки с температурой, при которой пар не конденсируется, и, следовательно, теплота его парообразования (Q_w) теряется. Поэтому в расчетах используется низшая ($Q_{\text{н}}^p$) теплота сгорания топлива, которая определяется экспериментально или приближенно рассчитывается по формулам и приводится в справочниках

$$Q_{\text{н}}^p = Q_{\text{в}}^p - Q_w. \quad (3.3)$$

Теплота сгорания каменных углей составляет 18...30 МДж/кг, бурых — 7...18 МДж/кг, мазута — 39...40 МДж/кг; природного газа — 33...42 МДж/кг.

Для оценки различных энергоресурсов вводится понятие *условного топлива* с теплотой сгорания $Q_{\text{н}}^p = 29,3$ МДж/кг (7000 ккал/кг).

3.1.2. ГОРЕНИЕ ТОПЛИВА

Часть котельного агрегата, предназначенная для сжигания топлива с целью получения высоко нагретых продуктов сгорания с одновременной передачей части тепла газам поверхностям нагрева, расположенным в области горения, называется *топочным устройством*, или *топкой*. Таким образом, топочное устройство является как *топливосжигающим*, так и *теплообменным аппаратом*. Основные требования, предъявляемые к современным топочным устройствам:



- высокая производительность топки;
- надлежащая организация аэродинамики топочного процесса;
- экономичное сжигание топлива;
- механизация и автоматизация работы топочного устройства;
- устойчивость в работе, надежность и удобство регулирования топки.

Основные типы топочных процессов в современных котельных установках:

- слоевой;
- факельный;
- вихревой.

Кусковое твердое топливо загружается в топку и сгорает на неподвижной или подвижной колосниковой решетке. Для горения топлива через прорези колосников подводится воздух. Это осуществляется в *слоевых топках* (ручных и механизированных). *Слоевой* процесс горения топлива характерен тем, что в нем поток воздуха встречает при своем движении неподвижный или движущийся слой топлива. Взаимодействуя с ним, поток воздуха превращается в поток топочных газов (рис. 3.1а, б). Для того чтобы частицы топлива, лежащие на решетке, не уносились потоком воздуха и газов в топочное пространство, необходимо, чтобы скорость воздуха была меньше скорости витания частиц. Иначе их устойчивое залегание прекратится, и при дальнейшем увеличении скорости воздушного потока частицы будут выдуваться из слоя и уноситься

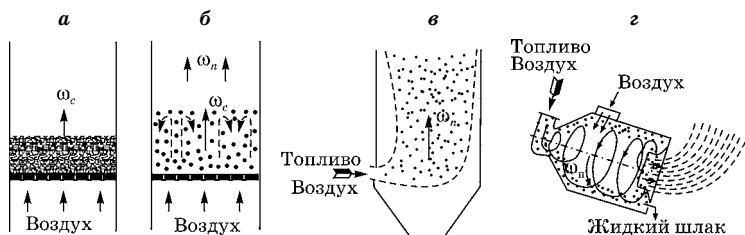


Рис. 3.1

Схема организации топочных процессов:

а, б — в слое; в — факельный процесс; г — вихревой процесс.

с газами в газоходы котла, увеличивая тем самым потерю тепла с несгоревшими частицами топлива. Так, при сжигании каменных углей в слое оптимальный размер кусков топлива составляет 20...30 мм (орех). При этом обеспечиваются устойчивое залегание слоя на решетке и достаточно развитые реагирующие поверхности кусков. Но обычно в слоевых топках приходится сжигать рядовые угли, что ограничивает их производительность.

Характерной особенностью слоевого процесса сжигания является также наличие значительного запаса горящего топлива в топке (до часового расхода), что создает определенную устойчивость ее работы. Кроме того, такой запас топлива в топке позволяет при изменении нагрузки котла регулировать ее работу первоначально только изменением количества воздуха, подаваемого в слой топлива.

Недостатками слоевых топок являются желательность применения для них сортированного топлива, что обычно не осуществляется; громоздкость устройств для создания и поддержания слоя топлива; невозможность установки под крупными котельными агрегатами.

Сжигание низкосортного топлива в *кипящем слое* — перспективное направление в развитии топочной техники. «Кипение» (псевдооживление) слоя достигается подачей воздуха с достаточной для этого скоростью.

Факельное сжигание пылевидного твердого, жидкого и газообразного топлива осуществляется в *камерных топках*. В топку через горелки для газообразного топлива и форсунки для жидкого топлива подается смесь топлива с воздухом, которая и сгорает. Факельный процесс сжигания топлива (рис. 3.16) характеризуется непрерывным движением частиц топлива во взвешенном состоянии вместе с газоздушным потоком в противоположность слоевому процессу горения, при котором оно не допускается. Чем мельче частицы топлива, тем интенсивнее горение и тем легче осуществляется их парение, обеспечивая тем самым однородность и устойчивость факела.

К недостаткам факельного процесса горения топлива следует отнести такие его особенности:

- время пребывания частиц топлива в топочном пространстве незначительно (около 2 с);
- скорость обтекания частиц топлива воздушно-газовым потоком мала, что замедляет скорость их выгорания;
- в топочной камере в каждый момент времени находится ничтожный запас топлива (несколько килограммов), что делает факельный процесс весьма чувствительным к изменению режима работы котлоагрегата. Ввиду этого процесс горения должен регулироваться в каждый момент как подачей топлива, так и поступлением воздуха в топку.

Вихревой процесс сжигания топлива (рис. 3.1г), впервые предложенный у нас для сжигания некоторых сортов топлива (фрезерный торф, просяная лузга и т. п.), привел к созданию в топках котлов газоздушного вихря, который принуждает частицы топлива организованно циркулировать по определенным траекториям до их выгорания. Это позволяет сжигать в этих топках более крупные частички (до 3...5 мм). Запас топлива в топке при этом методе сжигания топлива меньше, чем при слоевом, но больше, чем при факельном процессе. Поэтому вихревой процесс обладает большей устойчивостью, чем чисто факельный.

Показатели работы топок:

1) тепловая мощность топки Q_T , кВт (кДж/с), — количество теплоты, выделенное в топке при сжигании топлива за единицу времени:

$$Q_T = BQ_H^p, \quad (3.4)$$

где B — массовый расход топлива, кг/с; Q_H^p — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

2) удельная тепловая нагрузка зеркала горения колосниковой решетки q_R , кВт/м² — отношение тепловой мощности топки Q_T , кВт, к площади зеркала горения колосниковой решетки R_T , м²:

$$q_R = \frac{Q_T}{R_T}; \quad (3.5)$$

3) удельная тепловая нагрузка топочного объема q_v , кВт/м³ — это отношение тепловой мощности топки Q_T , кВт, к ее объему V_T , м³:

$$q_v = \frac{Q_T}{V_T}; \quad (3.5a)$$

4) экономическая характеристика топки — коэффициент полезного действия (КПД) сжигания топлива:

$$\eta_{сж} = \frac{Q_T - \Delta Q_{\text{мех}} - \Delta Q_{\text{хим}}}{Q_T} 100\%, \quad (3.6)$$

где $\Delta Q_{\text{мех}}$ — потеря теплоты от механической неполноты сгорания топлива, кВт; $\Delta Q_{\text{хим}}$ — потеря теплоты от химической неполноты сгорания топлива, кВт.

Горение топлива — химический процесс окисления его горючих элементов кислородом воздуха с выделением теплоты. Наибольший эффект обеспечивают гомогенные смеси топлива (газообразное топливо и воздух).

В продуктах полного сгорания топлива содержатся CO_2 , SO_2 , N_2 , O_2 . Если топливо не имеет серосодержащих соединений, то $\text{SO}_2 = 0$. При неполном сгорании топлива появляются $\text{H}_2 + \text{CO} + \text{C}_m\text{H}_n$ и другие компоненты.

Объем воздуха для горения топлива и газообразных продуктов сгорания рассчитывается по *стехиометрическим уравнениям реакций окисления*.

Теоретическое количество воздуха V_0 , необходимое для сгорания, составляет для твердого и жидкого топлива ($\text{м}^3/\text{кг}$)

$$V_0 = 0,0889C^p + 0,265H^p - 0,033(S_{\text{H}}^p - O^p); \quad (3.7)$$

для газообразного топлива ($\text{м}^3/\text{м}^3$):

$$V_0 = 0,0476[0,5\text{CO} + 0,5\text{H}_2 + 1,5\text{H}_2\text{S} + s(n + m/4) \cdot \text{C}_n\text{H}_m - \text{O}_2]. \quad (3.7a)$$

Для полного сгорания топлива фактически подают больше теоретически необходимого воздуха, т. е. $V = \alpha V_0$, где α — коэффициент избытка воздуха.

Величина α зависит от типа топочного устройства, вида топлива и способа его сгорания:

- для газообразного топлива 1,05...1,1;
- для мазута 1,02...1,1;
- для пылевидного твердого топлива 1,2...1,25;
- для кускового твердого топлива 1,2...1,7.



Объемы продуктов сгорания твердого или жидкого топлива, м³/кг:

- для трехатомных газов:

$$V_{RO_r} = V_{CO_2} + V_{SO_2} = 0,0187(C^p + 0,375S_{Д}^p); \quad (3.8)$$

- для двухатомных газов:

$$V_{R_r} = V_{N_2} + V_{O_2} = 0,79\alpha V_0 + (\alpha - 1)V_0; \quad (3.9)$$

- для водяного пара:

$$\begin{aligned} V_{H_2O} &= V_{H_2O}^{H_2} + V_{H_2O}^w + V_{H_2O}^d = \\ &= 0,11H^p + 0,0124W^p + 0/0161\alpha V_0. \end{aligned} \quad (3.10)$$

Полный объем продуктов сгорания V_r , м³/кг:

$$V_r = V_{RO_r} + V_{R_r} + V_{H_2O}. \quad (3.11)$$

Для газообразного топлива объемы выражаются (м³/м³):

$$V_{RO_r} = 0,01(CO_2 + CO + H_2S + \sum C_n H_m), \quad (3.12)$$

$$V_{H_2O} = 0,01\left(H_2 + H_2S + \sum \frac{m}{2} C_n H_m\right) + 0,0161\alpha V_0. \quad (3.13)$$

По объемам и температуре продуктов сгорания определяется *удельная энтальпия* для твердого (жидкого) топлива i_R , кДж/кг и для газообразного топлива — i_r , кДж/м³,

$$i_r = (V_{CO_2} C'_{CO_2} + V_{N_2} C'_{N_2} + V_{H_2O} C'_{H_2O})t, \quad (3.14)$$

где C'_{CO_2} , C'_{N_2} , C'_{H_2O} — объемные удельные теплоемкости при постоянном давлении для двуокиси углерода, азота и водяного пара, кДж/(м³·град); t — температура продуктов сгорания, °С.

Объемы продуктов сгорания и водяного пара используются при расчетах воздушного и газового трактов котлов, печей, дутьевых вентиляторов и дымососов, а удельная энтальпия — при расчетах теплообмена в котлах, печах и пр.



3.1.3. КОТЛЫ И КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Котельная установка состоит из следующих элементов:

- котельный агрегат;
- устройство для приготовления топлива и его подачи в топку;
- дутьевой вентилятор для подачи воздуха в топку;
- оборудование для удаления золы и шлаков;
- дымосос для отвода продуктов сгорания из котельного агрегата;
- устройства для очистки дымовых газов от золы;
- дымовая труба;
- оборудование для очистки воды от механических примесей, накипеобразующих солей и агрессивных газов;
- насосы для подачи питательной воды.

Классификация котельных установок:

- по производимому теплоносителю — *водогрейные и паровые*;
- по роду сжигаемого топлива — *угольные, мазутные, газовые*;
- по характеру удовлетворяемого теплопотребления — *отопительные, производственные, производственно-отопительные, пиковые, энергетические*.

На рис. 3.2 приведена простейшая схема отопительной котельной.

Подводимая по трубопроводу вода, пройдя магнитную обработку, поступает в котел горячего водоснабжения (ГВС) и затем в аккумулятор горячей воды. Из аккумулятора горячая вода по трубопроводу подается потребителю. Из этого же трубопровода вода поступает на подпитку обрат-

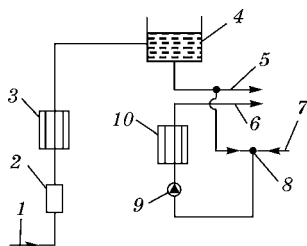


Рис. 3.2
Простейшая схема
отопительной котельной:

1 — подвод воды; 2 — магнитная обработка воды; 3 — котел ГВС; 4 — аккумулятор горячей воды; 5, 6 — подача воды на ГВС и в систему отопления; 7 — обратная вода из системы отопления; 8 — подпитка системы котла; 9 — насос; 10 — водогрейный котел.

ной воды (точка 8) и затем насосом подается в водогрейный котел.

При теплоснабжении сельского хозяйства широко используются котельные установки, вырабатывающие водяной пар, — *паровые котлы*, и подогревающие воду до определенной температуры — *водогрейные котлы*.

При большом радиусе действия водяных систем теплоснабжения котлы поддерживаются под давлением 0,4...0,5 МПа, что позволяет получать в них так называемую «перегретую» воду с температурой выше 100°C (110...145°C). Такие котлы — взрывоопасные, так как в случае, например, разрыва шва в котле резко может упасть давление, что повлечет за собой мгновенное парообразование за счет избытка теплоты, содержащейся в перегретой воде. При этом выделится так много пара, что произойдет взрыв котла.

Паровые котлы заполняются водой не полностью. В котле над уровнем воды, над так называемым зеркалом парообразования, остается пространство, заполненное паром, которое оказывает давление на воду. Вследствие этого паровые котлы — взрывоопасные, так как в случае внезапного падения давления в котле перегретая вода, как и в водогрейных котлах, мгновенно превратится в пар.

Не являются взрывоопасными паровые котлы с предохранительными устройствами (клапанами), соединяющими котел с атмосферой и не позволяющими давлению пара подняться выше допустимого предела.

На заре котлостроения большое распространение получили паровые котлы *барабанного* типа.

Самым первым среди них был *цилиндрический* котел, конструкции Паппена (конец XVII в., рис. 3.3).

Развитие котлов барабанного типа шло в направлении *увеличения поверхности их нагрева*, омываемой с одной стороны газами, с другой — водой.

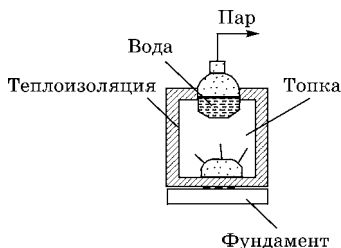


Рис. 3.3

Схема цилиндрического парового котла низкого давления

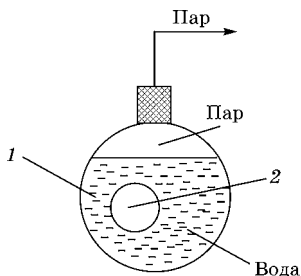


Рис. 3.4
 Схема корнваллийского жаротрубного котла:
 1 — барабан; 2 — жаровая труба.

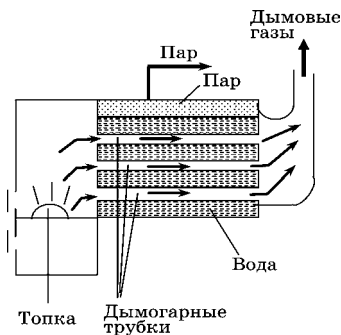


Рис. 3.5
 Схема дымогарного котла

В отопительной технике распространение получили *жаротрубные котлы*. Такой котел (рис. 3.4) состоит из цилиндрического барабана и вставленной внутрь него одной или двух жаровых труб.

Котлы с одной жаровой трубой называются корнваллийскими, с двумя жаровыми трубами — ланкаширскими.

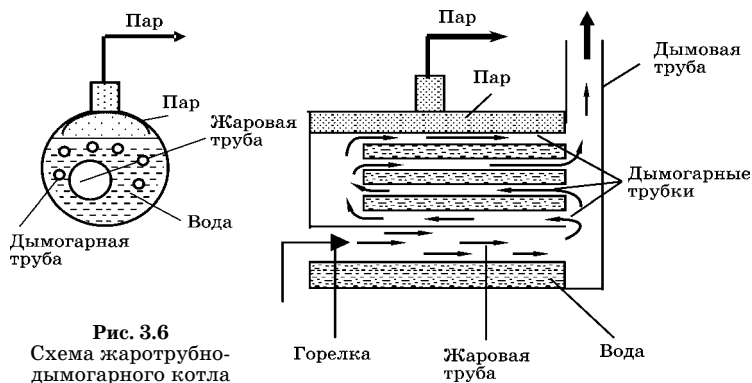
В жаровой трубе помещается колосниковая решетка, на которой происходит сгорание топлива. Дымовые газы, образующиеся в результате горения топлива, из топки поступают в жаровую трубу, являющуюся первым дымоходом.

Соприкасаясь со стенкой жаровой трубы, дымовые газы отдают ей, а через нее находящейся в барабане котла воде свою теплоту. Теплоотдача происходит не только за счет этого соприкосновения, но и с помощью излучения от пламени и газов.

Для сжигания многозольного топлива с большим содержанием летучих веществ к жаротрубным котлам приходится пристраивать *выносные топки*, сообщаемые с жаровой трубой специальным клапаном.

В дальнейшем был изобретен так называемый *дымогарный котел*, в котором вместо жаровой трубы в бак были врезаны множество трубок малого диаметра, по которым проходили дымовые газы (рис. 3.5).

Комбинацией жаротрубного и дымогарного котлов является *жаротрубно-дымогарный котел* (рис. 3.6). Такие



котлы встречаются в практике до настоящего времени, например Д-721.

К недостаткам котла барабанного типа относится значительный расход металла, а также большие нагрузки, которые он должен выдерживать из-за большой площади поверхности барабана. Поэтому он изготавливается для незначительных давлений. Повышение КПД таких котлов достигается автоматическим регулированием соотношения топлива и воздуха, а также устройством предварительного подогрева дымовыми газами воздуха и питательной воды.

Все рассмотренные выше котлы работают с естественной циркуляцией воды внутри барабана. Для этого жаровую трубу иногда устанавливают эксцентрично в барабане котла.

Второе направление развития котлостроения — вынос поверхностей нагрева за пределы барабана. Это направление было обусловлено стремлением максимально уменьшить габаритные размеры котлов и повысить съем тепла с 1 м^2 поверхности. Такие котлы получили название *водотрубных*.

Они представляют собой систему трубок небольшого диаметра, собранных в пучки. Внутри трубок циркулирует вода. Непосредственно под ними расположена топка, и дымовые газы, выходящие из топки, интенсивно омывают трубки. Теплоотдача происходит за счет их соприкосновения с газами и излучения от пламени и газов (см. рис. 3.7).

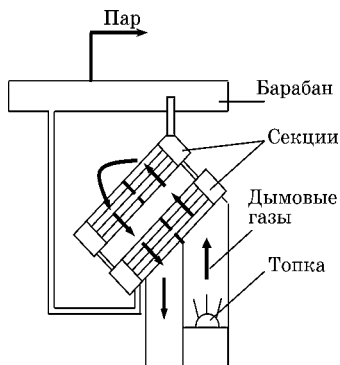


Рис. 3.7
Схема горизонтального
водотрубного котла

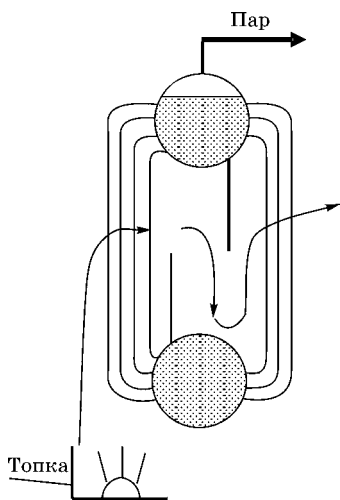


Рис. 3.8
Схема вертикального
двухбарабанного парового
котла

Из числа водотрубных котлов в крупных отопительных установках большое применение нашли вертикальные и горизонтальные котлы системы Шухова.

В дальнейшем развитие получили одно- и двухбарабанные котлы с развитыми экранами и гнутыми трубками (рис. 3.8).

Применение дутьевых вентиляторов для интенсификации горения позволило почти вдвое повысить паропроизводительность котлов. Дальнейшее ее увеличение стало возможным с применением принудительной циркуляции воды.

Таким образом, водотрубные котлы с предварительным подогревом воды в экономайзере и воздуха в воздухоподогревателе, использующие тепло дымовых газов после пароперегревателя, принудительная циркуляция, совершенствование конструкции позволили значительно повысить параметры пара по давлению и температуре, а также производительность котлов.

По теплопроизводительности котельные агрегаты делятся на три группы: малой, средней и большой.

Теплопроизводительность паровых агрегатов первой группы составляет 4,6...7,6 МВт

(паропроизводительность до 2,78 кг/с); второй группы — 11...58 МВт (паропроизводительность 4,45...20,85 кг/с); третьей группы — свыше 58 МВт (паропроизводительность свыше 20,85 кг/с).

Выпускаются и микрокотлы с паропроизводительностью 0,045 кг/с и 0,070...0,278 кг/с на давление 0,9 МПа.

Соотношение единиц измерения: 1 Гкал/ч = 1,163 МВт; 1 т/ч = 3,6 кг/с.

Котлы третьей группы обычно устанавливаются на электростанциях, а первой, второй и микроагрегаты — в производственных и отопительных котельных.

Рабочее давление стальных паровых котлов с естественной циркуляцией соответствует ряду 0,9; 1,4; 2,4; 4 МПа.

Водогрейные стальные котлы имеют температуру воды на выходе 150...200°C, рассчитаны на давление 1,6...2,5 МПа и теплопроизводительность 4,6...209 МВт. Чугунные водогрейные котлы, в зависимости от числа секций и вида топлива, имеют теплопроизводительность 0,0023...1,4 МВт, при температуре воды на выходе из котла до 115°C работают при давлении до 0,6 МПа.

Парообразующими поверхностями нагрева большинства котлов являются *экраны*, расположенные в топке, и котельные пучки. Экраны представляют собой ряд панелей с параллельно включенными вертикальными подъемными трубами, соединенными между собой коллекторами. В настоящее время широко применяются газоплотные оребренные и ошпированные экраны. В современных мощных котлах *конвективной* парообразующей поверхностью нагрева является разводка труб заднего экрана (фестон).

Парообразующие поверхности изготавливаются из труб диаметром 30...83 мм и коллекторов. Барабаны котлов выполняются диаметрами 1,2...1,8 м при длине до 18 м.

Доля парообразующей поверхности нагрева в общей поверхности нагрева котла уменьшается с увеличением давления пара, а при критическом и сверхкритическом давлении пара парообразующие поверхности нагрева отсутствуют. В таких котлах до 35% теплоты затрачивается на подогрев воды до температуры фазового перехода и 65% на перегрев пара.



3.1.4. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

Тепловой баланс — равенство между *располагающим* (внесенным в топку с топливом) и *расходуемым* количеством теплоты. Он составляется на 1 кг твердого (жидкого) или на 1 м³ газообразного топлива (при $T = 273 \text{ К}$ и $p = 0,1 \text{ МПа}$) на основе нормативных данных для определения расхода топлива.

Уравнение теплового баланса:

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad (3.15)$$

где Q_p^p — располагаемая (внесенная в топку) теплота, кДж/кг (кДж/м³); Q_1 — полезно расходуемая теплота на получение пара или горячей воды; Q_2, Q_3, Q_4, Q_5, Q_6 — потери теплоты, соответственно, с уходящими дымовыми газами от химической и механической неполноты сгорания топлива, в окружающую среду и с физическим теплом шлаков.

Располагаемая теплота Q_p^p , кДж:

$$Q_p^p = Q_n^p + Q_{фв} + Q_{фт}, \quad (3.16)$$

где $Q_n^p, Q_{фв}, Q_{фт}$ — соответственно низшая теплота сгорания топлива, количество теплоты, внесенное с подогретым вне котла воздухом, и топлива (физическая теплота).

В большинстве случаев физическая теплота слишком мала, поэтому располагаемая теплота

$$Q_p^p = Q_n^p. \quad (3.17)$$

Если отнести составляющие теплового баланса к Q_p^p и выразить их доли в процентах, то получим

$$(q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) \cdot 100 = 100\%. \quad (3.18)$$

Полезная теплота Q_1 , кДж:

$$Q_1 = \frac{D}{B}(i_{п} - i_{п.в}) + \frac{D_{пр}}{D}(i' - i_{п.в}), \quad (3.19)$$

где D — паропроизводительность котлоагрегата, кг/с; $D_{пр}$ — количество продувочной воды, кг/с; B — расход топлива, кг/с (м³/с); $i_{п}, i_{п.в}, i'$ — удельные энтальпии перегретого или



насыщенного пара, питательной воды и кипящей воды соответственно, кДж/кг.

Потеря теплоты с уходящими дымовыми газами q_2 зависит от их температуры и количества, от избытка воздуха в топке. Для уменьшения q_2 используют водяные *экономайзеры*, а иногда и воздухонагреватели, понижающие температуру уходящих газов до 110...120°C. При отсутствии устройств температура газов — 250...400°C. При уменьшении избытка воздуха q_2 снижается.

Потеря теплоты от химической неполноты сгорания топлива q_3 обусловлена наличием в уходящих газах продуктов незавершенного горения (СО, Н₂, СН₄, С_m Н_n). Для слоевых топок q_3 составляет 0,5...1,5%. Горение топлива при недостатке воздуха приводит к повышению q_3 .

Потеря теплоты q_4 от механической неполноты сгорания вызвана провалом частиц несгоревшего топлива через колосниковую решетку, уносом их потоком газов, удалением вместе с золой и шлаком при чистке топки. Величина q_4 зависит от типа топочного устройства, вида и сорта топлива и пр. Для слоевых топок она может составлять от 1...2 до 18%, для камерных топок эти потери отсутствуют.

Потеря теплоты в окружающую среду q_5 вызвана теплообменом нагретых частей котлоагрегата с наружным воздухом. Величина q_5 зависит от величины поверхности ограждений котлоагрегата и их температуры и определяется по графикам от его производительности ($q_5 = 1...5\%$).

Потеря теплоты в силу физических характеристик шлаков q_6 зависит от количества удаляемых шлаков, их теплоемкости и температуры и учитывается при их удалении из топки в расплавленном состоянии.

КПД котельного агрегата — отношение полезно использованной теплоты к располагаемой теплоте, %:

$$\eta_{\text{к.а}} = \frac{Q_1}{Q_p^p} 100 = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6). \quad (3.20)$$

Расход топлива B , кг/с:

$$B = \frac{D(i_{\text{п}} - i_{\text{п.в}} + D/D_{\text{пр}}(i' - i_{\text{п.в}}))}{Q_p^p \eta_{\text{к.а}}}. \quad (3.21)$$



3.1.5. ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ, СИСТЕМЫ И УСТРОЙСТВА КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Пароперегреватели — теплообменные аппараты, обогреваемые продуктами горения, предназначенные для повышения температуры пара выше температуры насыщения, соответствующей давлению в котле.

Пароперегреватели по способу тепловосприятия делятся:

- на *конвективные*, расположенные в газоходе в зоне низких температур;
- на *радиационные*, находящиеся в топке или газоходе в виде ширм и настенных экранов в зоне высоких температур.

Схемы включения пароперегревателей в зависимости от направления движения газов и пара показаны на рис. 3.9.

Экономайзеры — теплообменные аппараты, предназначенные для подогрева воды или ее частичного парообразования, поступает в котел, за счет использования тепла продуктов горения, уходящих из топки котла (или уходящих от пароперегревателя котла). Они могут быть *некипящего* и *кипящего* типа. Экономайзеры кипящего типа устанавливаются на котлах низкого давления. В них до 20% воды превращается в пар. В экономайзерах всех типов вода движется только снизу вверх, чтобы образующиеся пузырьки растворенного воздуха и газов не оказывали сопротивления движению воды. Температура воды при

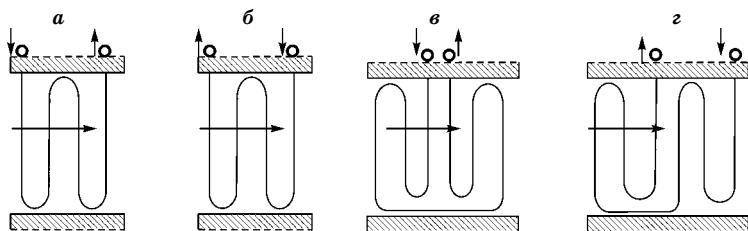


Рис. 3.9

Схемы включения пароперегревателей:

a — прямоточная; *b* — противоточная; *v, z* — смешанная.

входе в экономайзер должна быть выше температуры точки росы дымовых газов (примерно на 10 К), чтобы исключалась возможность конденсации из них водяных паров.

Воздухоподогреватели — теплообменные аппараты для подогрева воздуха продуктами сгорания, уходящими от водяного экономайзера, перед подачей его в топку котла. Они делятся на *рекуперативные* и *регенеративные*. Наиболее широкое распространение получили трубчатые рекуперативные воздухоподогреватели (рис. 3.10).

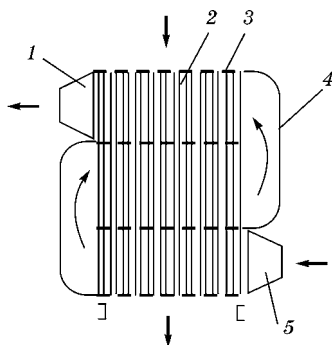


Рис. 3.10

Схема трубчатого рекуперативного воздухоподогревателя:

1 — выходной короб воздуха; 2 — трубы; 3 — трубная доска; 4 — воздушный перепускной клапан; 5 — входной короб воздуха.

Для подачи воздуха в топку используются *дутьевые вентиляторы*.

Обмуровка котла — система огнеупорных и теплоизоляционных ограждений или конструкций котла, обеспечивающих его гидравлическую и тепловую изоляцию от внешней среды. Температура на поверхности обмуровки не должна превышать 328 К.

Приборы и приспособления: манометры, предохранительные клапаны, запорные вентили, обратные клапаны, водоуказательные стекла, продувочные и водопробные краны и т. п. — обеспечивают нормальную работу котла.

Гарнитура котла — это лазы, дверцы, гляделки, затворы шлаковые, зольные воронки, дымовые заслонки, обдувочные аппараты и т. п.

Тягодутьевые устройства предназначены для отвода из котельной установки продуктов сгорания и преодоления сопротивлений газового тракта. Тяга может быть *естественной* и *искусственной*. Естественная тяга Δp , Па, осуществляется с помощью дымовой трубы высотой $H_{тр} = 25...45$ м за счет разности плотностей атмосферного воздуха ρ_v и горячих газов ρ_r в котлах теплопроизводительностью

1,2...1,8 МВт при сопротивлении их газового тракта $\Delta p_c = 95...145$ Па

$$\Delta p = H_{\text{тр}} g(\rho_{\text{в}} - \rho_{\text{г}}). \quad (3.22)$$

Искусственная тяга, которая обеспечивается дымососами, применяется для котлов с большей производительностью хвостовых поверхностей нагрева и золоуловителей, имеющих большее сопротивление газового тракта. Высота дымовой трубы ($H_{\text{тр}} = 25...150$ м) рассчитывается с учетом рассеяния в атмосфере золы, сернистых и других газов так, чтобы у поверхности земли концентрация вредностей c , мг/м³, была не выше предельно допустимой ($c \leq \text{ПДК}$).

В производственных и отопительных котельных расходуется природная вода с определенной *водоподготовкой* на восполнение потерь конденсата, пара, сетевой воды и на горячее водоснабжение. Водоподготовка — комплекс устройств для освобождения воды от различных примесей.

Осветление воды — процесс удаления твердых примесей (минеральных и органических) отстаиванием и фильтрованием через слои песка, дробленого антрацита, мраморной крошки. А коллоидные вещества — коагуляцией, путем добавки в воду специальных веществ — коагуляторов, например сернокислого алюминия $\text{Al}_2(\text{SO}_4)_3$, и фильтрацией.

Процесс *умягчения* воды освобождает ее от солей жесткости (солей кальция и магния), предотвращая образование накипи на поверхностях нагрева, что особенно важно для паровых котлов. Коэффициент теплопроводности накипи $\lambda_{\text{нак}} = 0,1...0,2$ Вт/(м·К) во много раз меньше коэффициента теплопроводности металла, поэтому ухудшается теплопередача от газов к воде в трубах и повышается температура стенок труб. Жесткость воды понижается в катионитовых фильтрах путем обмена катионов кальция и магния на катионы натрия, водорода и аммония. В качестве катионита в основном применяется сульфуголь (каменный уголь, обработанный серной кислотой). Этот материал способен удерживать катионы натрия, водорода или аммония при пропускании через него 5...10% раствора NaCl, 1,5% раствора H_2SO_4 или 2...3% раствора



сульфата аммония $(\text{NH}_4)_2\text{SO}_4$. Применение тех или иных растворов или их комбинаций зависит от солевого состава исходной воды.

В процессе парообразования концентрация солей воды, находящейся в объеме котла, увеличивается. Для поддержания ее на одном уровне, исключающем выпадение солей из раствора, применяется непрерывная или периодическая *продувка*, при которой из барабана котла выводится часть воды (до 10% от его паропроизводительности) с большой концентрацией солей. Для котлов малой производительности используется *внутрикотловая* обработка воды, при которой в питательную воду добавляются химические вещества — *антинакипины* (например, 10...15% -ный раствор NaOH), вступающие в реакцию с солями и способствующие выпадению их в виде шлама, удаляемого продувкой. Имеются примеры применения магнитной обработки воды.

Коррозионно-активные газы (кислород и углекислый газ) удаляются из питательной и подпиточной воды в процессе *деаэрации*. Существует термическая и химическая деаэрация. При термической деаэрации вода нагревается до кипения, в результате которого из нее выделяются газы. В атмосферных деаэраторах вода кипит при 102...104°C. При температуре питательной воды выше 145°C деаэраторы работают с давлением 0,6...0,7 МПа. В вакуумных деаэраторах температура кипения воды — от 50°C и выше.

Кислород можно удалить и в фильтрах со стальной стружкой, которые применяются при температуре воды не менее 55...60°C. Химическое обескислороживание воды раствором сульфата натрия (Na_2SO_3) из-за его повышенной стоимости широкого распространения не имеет.

Задачи приема, разгрузки, хранения, подачи и подготовки топлива для сжигания решает *топливное хозяйство* котельной. Газообразное топливо из магистральных газопроводов поступает на газорегуляторные станции (ГРС). От них по трубопроводам высокого (0,3...1,2 МПа) и среднего (0,005...0,3 МПа) давления оно транспортируется к потребителям. Понижение давления до рабочего производится в газорегуляторных пунктах (ГРП).

Жидкое топливо принимают и хранят в специальных резервуарах, а твердое складировать на площадках в штабелях. Расходные склады топлива рассчитывают на двухнедельный запас топлива, а резервные — до одного месяца. С расходного склада в котельную топливо подается с помощью различных машин и механизмов систем топливоподачи. Подготовка к сжиганию осуществляется в дробилках, мельницах, сепараторах и пр.

В котельных, работающих на твердом топливе, имеется система шлакозолоудаления. Гидравлическим способом пульпа (зола и вода) перекачивается по трубопроводам на расстояние до 5 км. Однако это требует большого количества воды, расхода электроэнергии на дробление золы и транспорт пульпы, высоких капитальных затрат и значительных земельных площадей под золоотвал, что препятствует ее широкому применению.

Пневматический способ обеспечивает наиболее полную механизацию. Дробленые зола и шлак транспортируются по трубопроводу воздухом, движущимся за счет действия парового эжектора или вакуум-насоса со скоростью около 25 м/с.

Осаждение золы происходит в циклонах, очистка воздуха — пылеуловителем. Из циклона зола разгружается в цементовозы и вывозится. Она может использоваться для производства стройматериалов.

При сжигании твердого топлива дымовые газы очищаются от частиц золы, что предотвращает загрязнение окружающей среды и предохраняет дымососы от износа. Для этого применяются циклоны для сухого золоулавливания и центробежные скрубберы для мокрого золоулавливания. Сухие золоуловители просты в эксплуатации и обеспечивают степень очистки дымовых газов до 92%. Мокрые золоуловители обеспечивают степень очистки дымовых газов до 92...94%, кроме того, позволяют улавливать окислы серы и азота, что важно для охраны окружающей среды. Применяются также электрические фильтры (степень очистки до 98%), принцип действия которых основан на коронном разряде между электродами и перемещении к ним заряженных твердых частиц.



3.2. ОТОПЛЕНИЕ

Отопление — искусственный обогрев помещений с целью создания нормируемой температуры t_v , °C в здании в холодный период года с помощью *систем отопления*.

3.2.1. МОЩНОСТЬ (ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ) СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Мощность системы отопления определяет отрицательный тепловой баланс помещений здания в холодный период года.

Общий вид уравнения теплового баланса:

$$\Delta Q = \sum Q_{\text{расх}} - \sum Q_{\text{пост}}, \quad (3.23)$$

где ΔQ — тепловой баланс, Вт; $\Delta Q < 0$; $\sum Q_{\text{расх}}$ — статьи расхода теплоты в помещениях здания, Вт; $\sum Q_{\text{пост}}$ — статьи поступления теплоты в помещения здания, Вт.

Примерная структура расхода теплоты в помещении. Теплотопери через наружные ограждающие конструкции (стены, перекрытия, световые проемы окон и балконных дверей, наружные двери), Вт:

$$Q_{\text{т. п}} = A(t_v - t_n)(1 + \beta)kn, \quad (3.24)$$

где A — расчетная площадь ограждающей конструкции, м²; t_v — расчетная температура в помещении, °C; t_n — расчетная температура наружного воздуха, °C; k — коэффициент теплопередачи ограждающей конструкции, Вт/(м²·°C), величина, обратная сопротивлению теплопередачи R , (м²·°C)/Вт; $k = 1/R$; n — коэффициент, принимаемый в зависимости от положения наружной поверхности ограждения по отношению к наружному воздуху по СНиП 41.01-2003; β — добавочные потери теплоты в долях от основных потерь.

Добавочные потери принимаются следующие:

1) через наружные вертикальные и наклонные наружные стены, двери, окна, обращенные на север, восток, северо-восток, северо-запад в размере 0,1; на юго-восток и запад — 0,05;



2) в угловых помещениях дополнительно на каждую стену, дверь, окно, если одно из ограждений обращено на север, восток, северо-восток, северо-запад в размере 0,1; на юго-восток и запад — 0,05;

3) через необогреваемые полы первого этажа (над холодными подпольями здания) в размере 0,05 в местностях с расчетной температурой наружного воздуха минус 40 и ниже;

4) через наружные двери, не оборудованные воздушными или воздушно-тепловыми завесами. При высоте здания H , м, (от средней планировочной отметки земли до верха карниза, устья вытяжных шахт) в размере:

- 0,2Н — для тройных дверей с двумя тамбурами между ними;
- 0,27Н — для двойных дверей с тамбуром между ними;
- 0,34 Н — для двойных дверей без тамбура;
- 0,42Н — для одинарных дверей без тамбура.

Сопротивление теплопередаче следует принимать:

1) для неутепленных полов и стен, расположенных ниже уровня земли, с коэффициентом теплопроводности $\lambda \geq 1,2$ Вт/(м²·°С) по зонам шириной 2 м, параллельных наружным стенам: $R_I = 2,1$; $R_{II} = 4,3$; $R_{III} = 8,6$; $R_{IV} = 14,2$;

2) для утепленных полов и стен, расположенных ниже уровня земли, с коэффициентом теплопроводности $\lambda < 1,2$ Вт/(м²·°С) утепляющего слоя толщиной δ , м, для каждой зоны по формуле

$$R_y = R_{н.у} + \frac{\delta}{\lambda}; \quad (3.25)$$

3) для полов, расположенных на лагах, по формуле

$$R_y = 1,18(R_{н.у} + \delta/\lambda). \quad (3.26)$$

Расход теплоты $Q_{и}$, Вт, на нагрев инфильтрирующегося воздуха в помещениях гражданских зданий при естественной вытяжной вентиляции, не компенсируемой подогретым приточным воздухом по формуле

$$Q_{и} = cL\rho_t \cdot (t_{в} - t_{н})Ak, \quad (3.27)$$

где c — удельная массовая теплоемкость воздуха, равная 1000 Дж/(кг·°С); L — объемный расход удаляемого возду-



ха из помещения, $\text{м}^3/\text{с}$, определяемый по санитарным нормам, удельным показателям (по нормам соответствующих СНиП или указаний), или на разбавление вредностей, поступающих в объем помещения; ρ_t — плотность воздуха при температуре t_b , $\text{кг}/\text{м}^3$; $\rho_t = 353/(273+t)$; k — коэффициент учета влияния встречного теплового потока в ограждающих конструкциях, равный 0,7 для стыков панелей стен и окон с тройными переплетами, 0,8 — для окон и балконных дверей с отдельными двойными переплетами и 1,0 — для окон и балконных дверей со спаренными переплетами.

Другие расходы теплоты в промышленных и коммунально-бытовых зданиях: на нагрев материалов, ввозимых в помещение; на нагрев транспортных средств; на нагрев изделий; на нагрев одежды и пр.

Примерная структура поступления теплоты в помещении:

- от жизнедеятельности человека (животного, растения);
- от технологического и бытового оборудования и процессов, протекающих в помещении (тепловой поток, поступающий в комнаты и кухни жилых домов, следует принимать не менее $10 \text{ Вт}/\text{м}^2$ пола);
- от источников искусственного освещения;
- от остывания горячих материалов и изделий;
- от солнечной радиации;
- прочие.

3.2.2. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СИСТЕМАХ ОТОПЛЕНИЯ

Система отопления — комплекс технических средств и устройств выработки, транспортировки и передачи тепловой энергии для обогрева помещений.

Требования, предъявляемые к системам отопления:

1) *санитарно-гигиенические* — поддержка необходимой температуры t_b в помещениях здания, равномерной по объему рабочей (обслуживаемой) зоны помещения, и допустимой температуры на поверхности отопительных приборов;

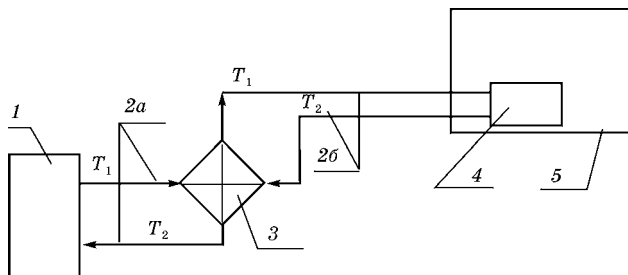


Рис. 3.11

Принципиальная схема системы отопления:

1 — источник выработки тепловой энергии; 2а, 2б — теплопроводы (а — внешние, б — внутренние): подающий T_1 и обратный T_2 ; 3 — тепловой пункт (центральный или местный); 4 — отопительный прибор; 5 — отапливаемое помещение.

2) *строительно-эстетические* — соответствие внутреннему архитектурному и планировочному решению помещения, здания в целом; сочетание с расположенным в помещении оборудованием и мебелью; использование по возможности минимальной полезной площади помещения;

3) *монтажные* — изготовление промышленным способом, использование унифицированных деталей и узлов системы (по возможности);

4) *эксплуатационные* — достаточная степень надежности (долговечность, безотказность в работе), простота в управлении и ремонте, наличие систем автоматики;

5) *экономические* — оптимальное соотношение капитальных и эксплуатационных затрат, применения того или иного теплоносителя.

Принципиальная схема системы отопления приведена на рис. 3.11.

Классификация систем отопления:

1) по взаимному расположению основных элементов — *местные* и *центральные*; центральные делятся на системы с *внешними* и *внутренними теплопроводами*;

2) по применяемому теплоносителю* тепловой энергии;

3) по характеру передачи тепловой энергии в помещение — *конвективные* и *лучистые*.

* *Теплоноситель* — среда, с помощью которой тепловая энергия передается от источника ее выработки к потребителю.

Таблица 3.2

Сравнительная характеристика основных теплоносителей

Теплоноситель	Параметры					
	$T_1...T_2, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c, \text{кДж/ (кг}\cdot^\circ\text{C)}$	$v, \text{м/с}$	$q, \text{кДж/м}^3$	$A, \text{м}^2, \text{трубопроводов}$
Вода	150...70	≈ 1000	4,187	0,3...2,0	$\approx 1,00 \cdot 10^5$	1,0
Пар	150...100	$\approx 2,55$	2120	40...80	$\approx 0,075 \cdot 10^5$	0,9
Воздух	70...40	$\approx 1,20$	1,00	5...20	$\approx 0,00036 \cdot 10^5$	170 и выше

В качестве теплоносителей обычно используют воду, водяной пар, горячий воздух (табл. 3.2), а также дымовые газы и термоустойчивые жидкие органические и неорганические соединения (антифризы, тосолы, хладоны и др.).

Основной вид теплоносителя, применяемого в системах отопления, — вода.

В центральных системах отопления возможны только *водяные, паровые и электрические* системы.

Водяной пар имеет высокое удельное теплосодержание благодаря теплоте фазового превращения, $r = 2120$ кДж/кг. На поверхности отопительных приборов и труб поддерживается температура выше 100°C , что ведет к пригоранию пыли и краски, их возгонке и поступлению вредных веществ в объем помещения, кроме того, системы транспортируют пар с большой скоростью, поэтому область их применения ограничена: на технологические нужды в производственных зданиях и для систем отопления с кратковременным пребыванием людей.

Остальные системы отопления — комбинированные: водо-воздушные и паровоздушные; пароводяные; электро-воздушные; электромасяные; газозвоздушные.

Газовых систем отопления (в строгом смысле) не существует. Газ, как и другие виды топлива, используется при сжигании для выработки тепловой энергии. Газозвоздушные смеси взрывоопасны, а продукты неполного сгорания газа токсичны.



Использование газа выгодно с экономической точки зрения, поэтому он нашел применение в *местных системах отопления* (газовые отопительные печи и камины, газовые воздухонагреватели) и в *приборах лучистого газового отопления* для локального обогрева отдельных рабочих мест, мест размещения молодняка в животноводческих комплексах, на открытых монтажных и сборочных площадках.

Электрические системы отопления могут быть использованы в зданиях, где отсутствуют другие виды источников теплоты, для покрытия пиковой нагрузки на отопление или в качестве доводчиков к основной системе отопления. Целесообразность применения электрического отопления определяется его преимуществами (простота конструкции, высокая способность к автоматизации, отсутствие выбросов и т. д.) и недостатками (повышенная пожароопасность, высокая стоимость электроэнергии и т. д.).

Дымовые газы имеют высокую температуру (свыше 300°C) и содержат вредные для здоровья составляющие, поэтому используются для нагрева воды в теплообменниках или в местных системах для прогрева кирпичной кладки многоходовых дымоходов.

Органические жидкости обладают необходимыми теплофизическими характеристиками (низкой температурой замерзания, низкой вязкостью и др.), поэтому они нашли ограниченное применение в маломощных системах отопления при прерывистых режимах эксплуатации в зимнее время. Высокая стоимость и дефицитность препятствуют их широкому применению.

3.2.3. ОТОПИТЕЛЬНЫЕ (НАГРЕВАТЕЛЬНЫЕ) ПРИБОРЫ

Отопительный прибор — один из основных элементов системы отопления, который наибольшим образом связан с архитектурно-планировочными решениями и интерьером помещения.

Задача отопительного прибора — *передача* тепловой энергии от теплоносителя отапливаемому помещению.



Таблица 3.3

**Значение условного номинального коэффициента
теплопередачи отопительных приборов**

Тип отопительного прибора	$K_{н.у.}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
Радиатор чугунный секционный: МС-140-98; МС-140-108; МС-90-108	10,36 10,83 11,46
Конвектор с кожухом: универсал; универсал С	5,1 (6,0) 4,93

Требования, предъявляемые к отопительным приборам:

1) *теплотехнические* — прибор должен иметь наибольший коэффициент теплопередачи K , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; для современных приборов $K = 6 \dots 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ (табл. 3.3);

2) *санитарно-гигиенические* — удобство очистки от пыли внешней поверхности и ограничение температуры на теплоотдающей поверхности, так как более высокая температура способствует возгоранию пыли на поверхности прибора и увеличивает степень радиации; таким требованиям отвечают приборы, имеющие гладкую скругленную поверхность;

3) *архитектурно-строительные и эстетические* — соответствие современным внутренним интерьерам помещений и использование, по возможности, минимальной полезной площади;

4) *механические и технико-производственные* — прочность, равная прочности трубопроводов; непроницаемость поверхности прибора при определенном давлении и температуре теплоносителя; удобство монтажа; создание требуемой поверхности нагрева путем соединения отдельных элементов;

5) *технико-экономические* — минимальные стоимость прибора и расход материала на его изготовление.

Критерием для теплотехнической и технико-экономической оценки металлических приборов служит *тепловое напряжение металла* прибора $M_{пр}$, $M_{пр} = 0,19 \dots 1,6 \text{ Вт}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$:

$$M_{пр} = \frac{Q_{пр}}{G_{пр} \Delta t}, \quad (3.28)$$



где $Q_{\text{пр}}$ — количество теплоты, отданное прибором, Вт; $G_{\text{пр}}$ — масса прибора, кг; Δt — разность температур внешней поверхности прибора и воздуха помещения, $\Delta t = t_{\text{пр}} - t_{\text{в}}$, °С.

Классификация отопительных приборов центральных водяных и паровых систем отопления:

1) по материалу изготовления:

- металлические (чугунные, стальные, алюминиевые и др.);
- неметаллические (керамические, бетонные, стеклянные и др.);
- комбинированные;

2) по характеру внешней поверхности прибора:

- гладкие (гладкие трубы; панели);
- ребристые (конвекторы, ребристые трубы);

3) по способу передачи теплового потока:

- конвективные, которые передают тепловой поток в помещение за счет конвекции (более 75%) — конвекторы, ребристые трубы;
- радиационные, которые передают тепловой поток в помещение за счет излучения (более 75%) — гладкие трубы и панели;
- смешанные — радиаторы.

На современном этапе эта классификация недостаточна для приборов, работающих в системах отопления с автоматическим регулированием при централизованном теплоснабжении. Дополнительная классификация отопительных приборов:

1) по скорости перемещения рабочего тела — скоростные (конвекторы) и низкоскоростные (радиаторы);

2) по динамическим характеристикам — безынерционные (малоинерционные) при $T_{\text{пр}} \leq 0,5$ ч и инерционные при $T_{\text{пр}} > 0,5$ ч, где $T_{\text{пр}}$ — постоянная времени регулирования мощности нагревательного прибора, ч.

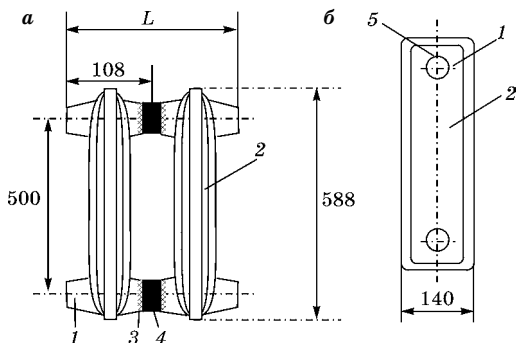
Наиболее распространенные отопительные приборы: радиаторы, конвекторы, ребристые и гладкие трубы, бетонные панели, приставные и совмещенные с ограждающими конструкциями.

Конструктивные особенности радиаторов. Секционные радиаторы собираются из чугунных секций. Каждая сек-



Рис. 3.12
Конструкция
радиатора
из чугунных секций
МС-140:

a — длина радиатора *L*;
б — вид сбоку; 1 — пробки с резьбой; 2 — секция; 3 — ниппель с двухсторонней резьбой; 4 — прокладка для уплотнения секций в местах установки ниппелей; 5 — прокладка для установки пробки.



ция имеет внутренние вертикальные каналы для прохода воды и по два отверстия с резьбой: сверху и снизу. Между собой секции соединены с помощью резьбовых ниппелей в верхней и нижней частях. Отечественные радиаторы собираются из чугунных секций МС-140, МС-90, М-90. Радиаторы МС-140 (рис. 3.12), МС-90 рассчитаны на избыточное давление теплоносителя до 0,9 МПа, все остальные — до 0,6 МПа.

Производство этих радиаторов требует большого расхода металла, они трудоемки в изготовлении и монтаже, для их установки нужны специальные ниши в стенах здания. Однако высокая коррозионная стойкость и простота изменения мощности путем изменения количества секций позволяют их широко использовать в зданиях, получающих теплоту от отопительных котельных.

Для зданий, получающих теплоту от ТЭЦ, где используется более подготовленная, чем в котельных, вода, применяются стальные однорядные и двухрядные панельные радиаторы типа РСВ. В стальных штампованных радиаторах для интенсификации процессов теплоотдачи используется конструктивный прием увеличения поверхности теплоотдачи к воздуху — оребрение разделительной пластины: гофрированные ребра привариваются к стальной пластине.

В последние годы на рынке отопительно-вентиляционной техники появились разнообразные конструкции других типов стальных, а также алюминиевых радиаторов.

Создание при сборке алюминиевых секций в радиатор сплошной передней греющей поверхности интенсифицирует *радиационную* теплоотдачу. Характерной их особенностью является образование воздушных внутренних каналов при сборке секций, что интенсифицирует конвективную теплоотдачу к воздуху. Алюминиевые радиаторы имеют малый вес и хороший внешний вид. Высота алюминиевых секций — 330...780 мм, ширина одной секции — 75 мм, глубина — 100 мм.

Конструктивные особенности конвекторов. Конвектор — отопительный прибор, выполненный из стальных труб диаметром 15...20 мм, на которые наносится пластинчатое оребрение из листовой стали. Эта оребренная труба располагается либо открыто без кожуха, либо в металлическом кожухе. Конвекторы обладают сравнительно низкими теплотехническими показателями, но просты в изготовлении, удобны в монтаже, поэтому нашли широкое применение в зданиях различного назначения.

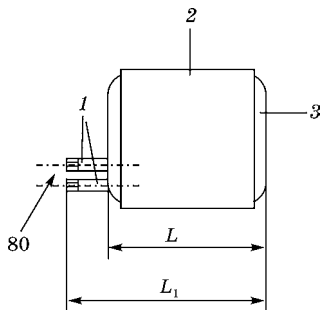


Рис. 3.13
Общий вид конвектора (концевого):

1 — присоединительные трубопроводы; 2 — кожух; 3 — конвектор.

Конвекторы различной тепловой мощности присоединяются к системе отопления двумя трубопроводами, что повышает эксплуатационную надежность прибора (рис. 3.13).

Ребристые трубы изготавливаются из чугуна длиной

Рис. 3.13

Таблица 3.4

Классификация приборов электрических систем отопления

Системы с внешней поверхностью нагрева больше 70°С	Системы с внешней поверхностью нагрева меньше 70°С
1. Приборы с закрытой поверхностью нагрева (панели, радиаторы)	1. Приборы с закрытой поверхностью нагрева (панели, рулоны токопроводящей резины)
2. Приборы с открытой поверхностью нагрева (печи, камины, рефлекторы)	2. Электроаккумуляционные приборы (ЭТАП)

0,5...2,0 м с круглыми ребрами и поверхностью нагрева 1...4 м², на концах труб предусмотрены фланцы для присоединения их к системе отопления. Они имеют поверхность теплоотдачи в 7...8 раз большую, чем гладкие трубы такого же диаметра, но затрудняют очистку от пыли, поэтому нашли применение в системах отопления складских, производственных и других помещений с кратковременным пребыванием в них людей.

Отопительные приборы *электрических систем отопления* представлены в табл. 3.4.

3.2.4. СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Водяные системы отопления обладают рядом преимуществ перед другими системами.

1. Вода обладает высокой теплоемкостью и большой плотностью $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ при температуре +4°C. С повышением температуры воды до 90°C плотность снижается до $\rho = 965 \text{ кг/м}^3$.

2. Вода при нагревании расширяется с изменением плотности, хотя практически не является сжимаемой средой.

3. При атмосферном давлении 1 бар (1 атм, 0,1 МПа) вода кипит при 100°C, для получения перегретой воды давление в трубопроводах должно быть больше, так для $T_1 = 130^\circ\text{C}$ давление должно быть не менее 2,75 бар. При транспортировке воды от центрального теплоисточника давление в трубопроводах понижается, часть воды вскипает и в трубопроводе образуется пар. Это может привести к разрыву струи (образованию паровой пробки) и при включении циркуляции — к *гидравлическому удару*, который способен разрушить трубопровод, арматуру и отопительные приборы. Следовательно, вода должна транспортироваться при температурах выше 100°C, при давлении выше давления парообразования при данной температуре.

4. При повышении температуры из воды происходит выделение абсорбированных газов.

5. Вода обладает высокими санитарно-гигиеническими качествами.

Недостатки систем водяного отопления:

- 1) возможность замерзания воды в трубах и оборудовании системы при температуре ниже 0°C ;
- 2) высокое гидростатическое давление в системах;
- 3) большая инерционность.

Несмотря на перечисленные недостатки, водяное отопление получило в настоящее время наиболее широкое применение. В основном это центральные системы (с внешними теплопроводами — тепловыми сетями; с внутренними теплопроводами).

Основные приборы водяных систем — радиаторы, конвекторы, бетонные панели, ребристые и гладкие трубы, calorifеры.

Системы водяного отопления классифицируются:

- 1) по способу циркуляции воды — *гравитационные* и *насосные*;
- 2) по схеме разводки трубопроводов в помещении — *вертикальные* и *горизонтальные*;
- 3) по способу транспорта теплоносителя к отопительным приборам — *двухтрубные* и *однотрубные*;
- 4) по схеме присоединения к отопительным приборам — *параллельно* и *последовательно*;

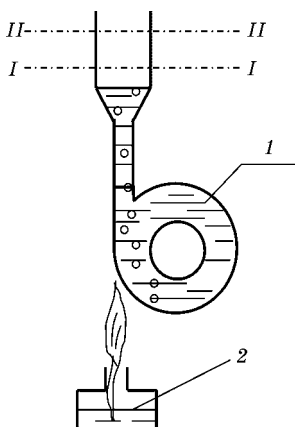


Рис. 3.14
Модель гравитационной
водяной системы отопления

5) по месту нахождения в здании подающих (горячих) трубопроводов — *с верхней* или *нижней* разводкой;

6) по компоновке циркуляционных колец — *тупиковые* и *попутные*.

Принцип работы гравитационной водяной системы отопления показан на рис. 3.14.

Колба 1 заполнена водой до уровня I-I, открыта сверху и нагревается снизу спиртовкой 2. Увеличение объема при нагревании воды повышает уровень воды до уровня II-II. Нагревшиеся частицы подни-

маются вверх, а их место занимают холодные частицы (тяжелые), притекающие снизу из правой части колбы. Возникает *гравитационная* циркуляция воды под действием разности плотностей холодной и горячей воды. Если в колбу поместить насос (побудитель движения воды), то циркуляция воды усилится.

Нагревание воды сопровождается выделением из нее воздушных пузырьков. Если бы они не удалялись в атмосферу через открытую часть колбы, то, всплывая, создавали бы наверху воздушную пробку, тормозящую циркуляцию воды. В стальной колбе наличие воздуха влечет за собой образование водной окиси железа, т. е. ржавчины. Она уменьшает сечение трубопроводов, снижает их долговечность, а отставшие от стенок частицы засоряют трубопровод.

Колба с водой — модель водяной системы отопления, где спиртовая горелка — котельная; круговая часть колбы — коммуникация трубопроводов и отопительных приборов; открытая часть системы — удаление воздуха и компенсация прироста воды — выполняется в виде сосуда, называемого *расширительным*.

Водяная система отопления — это система замкнутых контуров, которые получили название *циркуляционных колец*. В двухтрубной системе отопления одинаковое количество циркуляционных колец и отопительных приборов. В однетрубной системе циркуляционных колец столько, сколько стояков или сколько веток в горизонтальной системе.

Колебание температур наружного воздуха в течение суток может составлять $8...12^{\circ}\text{C}$. С изменением температуры изменяются и потери тепла через ограждения, и затраты теплоты на подогрев приточного наружного воздуха, т. е. за счет инфильтрации. Кроме того, на тепловой режим помещений влияют потоки лучистой теплоты от солнца через окна. Поэтому для обеспечения экономии теплоты у отопительных приборов (радиаторов, конвекторов) устанавливают *терморегуляторы*.

Терморегулятор состоит из двух основных частей:

- 1) клапана, устанавливаемого на трубопроводе подачи горячей воды;
- 2) термостатической головки.



При повышении или понижении температуры воздуха $t_{\text{в}}$ в помещении по сравнению с настроенным значением давление паров в сильфоне возрастает или падает; при этом гофры сильфона разжимаются или сжимаются, что вызывает частичное перекрытие или открытие профильного проходного сечения клапана для уменьшения или увеличения притока воды в отопительный прибор.

Терморегулятор настраивается на поддержание в помещении комфортной температуры воздуха. Он монтируется с горизонтальным положением термостатической головки, что снижает влияние горячих труб на перемещение гофр в сильфоне, так как в этом положении у гофры сильфона поток воздуха будет проходить без восприятия от них теплоты.

Метод регулирования тепловой производительности путем изменения расхода горячей воды, проходящей через систему в зависимости от требуемой температуры воздуха в помещении, называется *количественным*.

Метод регулирования путем изменения температуры горячей воды без изменения расхода горячей воды называется *качественным*. Такое регулирование производится на источнике теплоснабжения, в местном тепловом пункте, а также у отопительных приборов.

Принципиальные схемы систем отопления показаны на рис. 3.15–3.19.

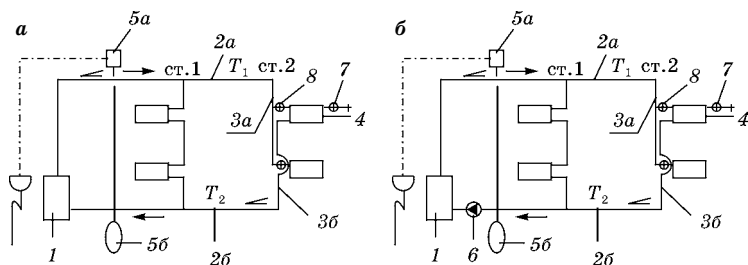


Рис. 3.15

Принципиальная схема вертикальной тупиковой системы с верхней разводкой:

а — гравитационная система; *б* — насосная система; 1 — котел; 2 — магистральные трубопроводы (2*а* — подающий, 2*б* — обратный); ст. 1 — однотрубный стояк; ст. 2 — двухтрубный стояк (3*а* — подающий, 3*б* — обратный); 4 — отопительный прибор; 5 — расширительный сосуд (5*а* — открытый, 5*б* — мембранный); 6 — циркуляционный насос; 7 — устройство для выпуска воздуха; 8 — терморегулятор; \swarrow — направление уклона трубопроводов; \rightarrow — направление движения воды.

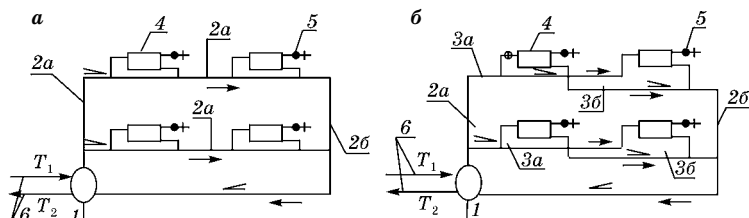


Рис. 3.16

Принципиальная схема горизонтальной тупиковой системы отопления с внешними трубопроводами от тепловых сетей:

a — однотрубная система; *б* — двухтрубная система; 1 — индивидуальный тепловой пункт; 2 — магистральные трубопроводы (2а — подающий, 2б — обратный); 3 — поэтажные горизонтальные ветки (3а — подающая, 3б — обратная); 4 — отопительный прибор; 5 — устройство для выпуска воздуха; 6 — внешние трубопроводы от тепловых сетей; \triangleleft — направление уклона трубопроводов; \rightarrow — направление движения воды.

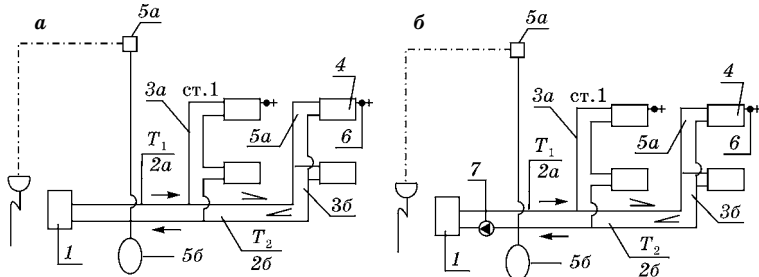


Рис. 3.17

Принципиальная схема вертикальной тупиковой системы с нижней разводкой:

a — естественная (гравитационная) система; *б* — насосная система; 1 — котел; 2 — магистральные трубопроводы (2а — подающий, 2б — обратный); ст. 1 — однотрубный стояк; ст. 2 — двухтрубный стояк (3а — подающий, 3б — обратный); 4 — отопительный прибор; 5а — открытый расширительный сосуд; 5б — мембранный расширительный сосуд; 6 — устройство для выпуска воздуха; 7 — циркуляционный насос; \triangleleft — направление уклона трубопроводов; \rightarrow — направление движения воды.

Наиболее полно всем современным требованиям отвечают *квартирные системы отопления* (рис. 3.19). Во внутренней шахте проходят вертикальные магистральные трубопроводы (подающий и обратный стояки). К подающему магистральному стояку через счетчик замера расхода горячей воды присоединяется распределительный коллектор. От него к каждому отопительному прибору по лучевой схеме отводятся подающие трубопроводы горячей воды. К сборному магистральному обратному стояку присоединяется

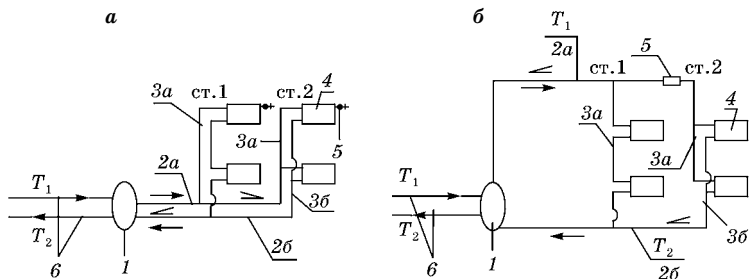


Рис. 3.18

Принципиальная схема вертикальной тупиковой системы отопления с внешними трубопроводами от тепловых сетей:

a — с нижней разводкой; *б* — с верхней разводкой; 1 — местный тепловой пункт; 2а — подающий магистральный трубопровод; 2б — обратный магистральный трубопровод; ст. 1 — однотрубный стояк; ст. 2 — двухтрубный стояк; 3а — подающий стояк, 3б — обратный стояк; 4 — отопительный прибор; 5 — устройство для выпуска воздуха (воздухосборник); 6 — внешние трубопроводы от тепловых сетей; \angle — направление уклона трубопроводов; \rightarrow — направление движения воды.

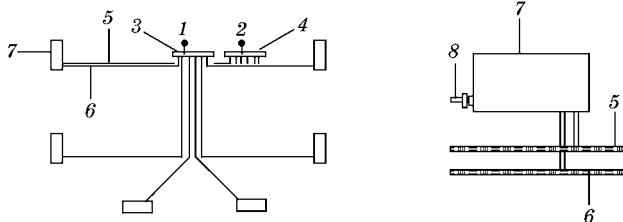


Рис. 3.19

Принципиальная схема двухтрубной квартирной системы отопления:

1 — вертикальный магистральный трубопровод подачи горячей воды; 2 — вертикальный магистральный трубопровод сбора обратной воды; 3 — распределительный коллектор со счетчиком поступления горячей воды в систему отопления квартиры; 4 — сборный коллектор обратной воды; 5 — подающий трубопровод горячей воды к отопительному прибору; 6 — обратный трубопровод от отопительного прибора; 7 — отопительный прибор; 8 — головка терморегулирующего вентиля.

коллектор обратной воды, к которому присоединяются обратные трубопроводы от отопительных приборов.

В квартирных системах отопления можно настраивать терморегулятор на дежурное отопление ($10...12^{\circ}\text{C}$), когда жильцов нет дома. В ночное время — на $16...17^{\circ}\text{C}$, что хорошо для сна и ведет к экономии тепловой энергии.

Еще большие возможности для экономии тепловой энергии достигаются в автономных системах отопления индивидуальных жилых домов.

3.2.5. ВОЗДУШНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Системы воздушного отопления классифицируются по компоновке, по месту подготовки параметров воздуха и способу его подачи:

- системы *централизованного* воздушного отопления (центральные) с подготовкой воздуха в едином центре; широко применяются в животноводческих и птицеводческих помещениях;
- системы *децентрализованного* воздушного отопления (местные), использующие воздушно-отопительные агрегаты (водовоздушные, газовоздушные, электровоздушные, паровоздушные и пр.), предназначенные для отдельных помещений. Для них характерно отсутствие воздухопроводов распределения воздуха. Примером может служить обогрев навозоуборочных помещений коровника и телятника при помощи отопительно-вентиляционных агрегатов.

Системы централизованного воздушного отопления классифицируются:

1) по способу обогрева:

- непосредственно воздухом при распределении его по помещениям через сеть воздухопроводов. Как правило, такие системы совмещены с приточной вентиляцией, подача воздуха осуществляется через *воздухораспределительные устройства*;
- *канальные* системы воздушного отопления, работающие аналогично системам водяного отопления, воздух в которых циркулирует по воздухопроводам (каналам) без распределения его по помещениям. Теплоотдача в помещение от нагретого воздуха осуществляется через стенку воздухопровода — теплопроводностью, а далее конвекцией и лучеиспусканием. Канальные системы воздушного отопления могут быть только *рециркуляционными*. Широкое применение приобретают воздушные системы отопления с *замкнутым контуром*;

2) по способу движения воздуха по каналам:

- *гравитационные* системы, где движение воздуха происходит за счет разности плотностей нагретого воздуха и воздуха помещений;

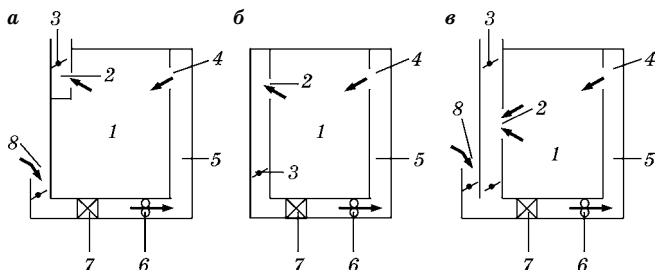


Рис. 3.20

Схемы централизованных систем воздушного отопления:

а — прямоточная; *б* — рециркуляционная; *в* — комбинированная; 1 — помещение; 2 — вытяжные отверстия; 3 — регулирующие клапаны; 4 — приточные отверстия; 5 — воздуховоды; 6 — вентиляторы; 7 — calorиферы; 8 — забор наружного воздуха.

- *механические* системы, где движение воздуха осуществляется посредством вентиляторов;
- 3) по способу замены воздуха в помещении (рис. 3.20):
- *прямоточные* системы, полностью работающие на наружном воздухе;
- *рециркуляционные* системы, работающие на внутреннем воздухе, который забирается из помещений и после нагревания в calorиферах туда возвращается;
- *комбинированные* системы, использующие в определенных пропорциях внутренний и наружный воздух.

Прямоточные и комбинированные системы отопления обеспечивают и вентиляцию, и отопление, поэтому их называют системами воздушного отопления, совмещенного с приточной вентиляцией.

Рециркуляционные системы с подачей воздуха в помещение обеспечивают только отопление, поэтому их применяют в помещениях, где не требуется приточной вентиляции или где она организуется другими средствами (отдельными приточными системами вентиляции). Использование таких систем запрещается там, где недопустим перенос вредных частиц из одного помещения в другое через общий нагревательный центр.

Комбинированные системы целесообразно устраивать, когда для расчетных условий количество воздуха на отопление больше, чем для вентиляции ($G_{от} > G_{вен}$).

Отличительные достоинства воздушного отопления по сравнению с водяным и паровым отоплением:

1) возможность создать при помощи одного устройства и отопление, и приточную вентиляцию, что в ряде случаев приводит к снижению строительных затрат и обеспечивает нормируемые санитарно-гигиенические условия воздушной среды помещения;

2) меньшая металлоемкость;

3) малая инерционность, дающая возможность быстро теплового эффекта при внезапном охлаждении помещений (при открывании ворот, внесении холодных массивных изделий, снижении тепловыделений в помещении и т. д.) либо при организации дежурного отопления при $t_{\text{в}} = 5^{\circ}\text{C}$;

4) более равномерное распределение температур в рабочей зоне помещений больших объемов.

Указанные достоинства способствуют распространению систем воздушного отопления в зданиях промышленного, сельскохозяйственного назначения.

К недостаткам систем воздушного отопления, ограничивающим их распространение, следует отнести:

1) малую удельную массовую теплоемкость воздуха; $c_{\text{в}} = 1 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{град})$;

2) большие потери теплоты при транспортировании воздуха по воздуховодам и каналам большой протяженности;

3) необходимость увеличения сечений воздухопроводов и каналов для транспортирования с помощью воздуха большого количества тепла;

4) увеличение эксплуатационных расходов, связанных с дополнительной потребностью в электроэнергии для приводов вентиляторов в механических системах;

5) наличие холодных токов воздуха от окон и наружных стен из-за отсутствия отопительных приборов.

При центральном воздушном отоплении, совмещенном с приточной вентиляцией, в помещение для компенсации потерь теплоты подается некоторое количество воздуха $G_{\text{рас}}$, кг/с, которое определяется, исходя из потребностей вентиляции (см. § 3.3), нагретого до температуры $t_{\text{пр}}$, $^{\circ}\text{C}$,

более высокой, чем температура воздуха в рабочей зоне помещения $t_{\text{в}}$, °С. В качестве расчетного расхода воздуха следует принимать наибольшее значение. Если при этом окажется, что для вентиляции требуется расход воздуха больший, чем для отопления ($G_{\text{вент}} > G_{\text{от}}$), то необходимо расчетный расход воздуха принимать равным потребности вентиляции ($G_{\text{рас}} = G_{\text{в}}$) и произвести перерасчет температуры приточного воздуха по формуле

$$t_{\text{пр}} = t_{\text{в}} + \frac{\Delta Q_{\text{рас}}}{c_{\text{в}} G_{\text{рас}}}, \quad (3.29)$$

где $c_{\text{в}}$ — удельная массовая теплоемкость воздуха, кДж/(кг·град); $\Delta Q_{\text{рас}}$ — количество теплоты на обогрев помещения, Вт, определяется из уравнения теплового баланса помещения

$$\Delta Q_{\text{рас}} \geq \sum Q_{\text{расх}} - \sum Q_{\text{пост}}, \quad (3.30)$$

где $\sum Q_{\text{расх}}$ — теплопотери помещения, Вт; $\sum Q_{\text{пост}}$ — теплопоступления в помещение, Вт.

Расход воздуха на отопление $G_{\text{от}}$, кг/с:

$$G_{\text{от}} = \frac{\Delta Q_{\text{рас}}}{c_{\text{в}} (t_{\text{пр}} - t_{\text{в}})}. \quad (3.31)$$

При комбинированном отоплении расход наружного воздуха $G_{\text{нар}}$, кг/с, ограничивается потребностями вентиляции:

$$G_{\text{нар}} = G_{\text{вент}}. \quad (3.32)$$

Количество рециркуляционного (внутреннего) воздуха в комбинированных системах $G_{\text{рец}}$, кг/с, подсчитывается по следующей формуле:

$$G_{\text{рец}} = G_{\text{рас}} - G_{\text{н}}. \quad (3.33)$$

В зависимости от соотношения величин $\sum Q_{\text{расх}}$ и $\sum Q_{\text{пост}}$ в различное время года в помещениях может требоваться либо отопление, либо вентиляция с целью разбавления теплоизбытка ($\Delta Q_{\text{рас}} > 0$).

В целях достижения большей производительности при данном расходе воздуха $G_{\text{рас}}$ его температуру $t_{\text{пр}}$ следует



назначать максимальной. Такое значение температуры приточного воздуха ограничивается нормами и зависит от способа его распределения:

- при подаче воздуха в рабочую зоны на расстоянии 2 м от рабочих мест его температура не должна превышать 45°C;
- при выпуске воздуха на высоте более 3,5 м от пола — не более 70°C;
- при непосредственном длительном воздействии на людей — не более 25°C.

Расход теплоты на нагрев воздуха в калориферах централизованного воздушного отопления, $Q_{\text{рас}}$, кВт:

$$Q_{\text{рас}} = G_{\text{рас}} c_{\text{в}} (t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}}), \quad (3.34)$$

где $G_{\text{рас}}$ — расчетный расход воздуха, кг/с; $t_{\text{нач}}$, $t_{\text{кон}}$ — температуры воздуха, °C, соответственно до и после нагревания в калориферах; $t_{\text{нач}} = t_{\text{в}}$ (для рециркуляционных систем), $t_{\text{нач}} = t_{\text{нар}}$ (для прямоточных систем), $t_{\text{нач}} = t_{\text{см}}$ (для комбинированных систем).

Температура смеси $t_{\text{см}}$, °C, определяется по формуле

$$t_{\text{см}} = \frac{G_{\text{в}} t_{\text{в}} + G_{\text{нар}} t_{\text{нар}}}{G_{\text{рас}}}. \quad (3.35)$$

3.3. ВЕНТИЛЯЦИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

Вентиляция и кондиционирование воздуха — процесс создания *воздухообмена* в помещениях здания с целью получения нормируемой температуры $t_{\text{в}}$, °C, влажности φ , %; подвижности воздуха v , м/с и чистоты $c_{\text{вр}}$, мг/м³, круглогодично с помощью *систем вентиляции*.

Задача организации воздухообмена имеет две составляющие:

- определение объема воздухообмена для обеспечения разбавления выделяющихся вредностей до предельно допустимых концентраций;
- организация движения воздуха в помещении с целью недопущения застойных зон (в пределах рабочих зон).



Для этого загрязненный воздух (избыточной теплотой, избыточной влагой, вредными газами и парами) выводится из помещения, а взамен его вводится «чистый» воздух определенной кондиции.

Воздух, который выводится из помещения, называется *удаляемым* (вытяжным).

Воздух, который вводится в помещение, называется *приточным*.

Определенный микроклимат в помещении создается различными видами и системами вентиляции.

3.3.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ВИДОВ И СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

Классификация видов вентиляции.

1. По принципу обеспечения воздухообмена:

- *организованная вентиляция* — регулируемый воздухообмен с помощью систем вентиляции;
- *неорганизованная вентиляция* — нерегулируемый воздухообмен за счет *инfiltrации* (притока) и *экcфильтрации* (удаления) через поры строительных материалов и неплотное прилегание оконных и дверных конструкций.

2. По характеру зоны обслуживания:

- *общеобменная вентиляция* — воздухообмен осуществляется и создает одинаковые условия по всему объему помещения; может быть как организованной, так и неорганизованной;
- *местная вентиляция* — создает определенные условия в отдельных местах помещения. *Местная вытяжная* вентиляция удаляет воздух непосредственно от мест образования вредностей с помощью специального приемного устройства воздуха — *местного отсоса*. *Местная приточная* вентиляция подает воздух на определенные рабочие места и создает условия, отличные от условий всего объема помещения, с помощью приточной системы, которая получила название *воздушно-душное душирование*. Местная вентиляция всегда организованная.



Классификация систем вентиляции.

1. По способу перемещения воздуха в вентиляционных системах:

- *гравитационные системы* с естественной активизацией движения воздуха за счет разности плотностей наружного и внутреннего воздуха и высоты воздушного столба. Таким образом, возникает гравитационное давление $P_{гр}$, Па:

$$P_{гр} = h(\rho_n - \rho_v)g, \quad (3.36)$$

где h — высота воздушного столба, м; ρ_n , ρ_v — соответственно плотности наружного и внутреннего воздуха, кг/м³; g — ускорение свободного падения, м/с²;

- *механические системы* с искусственной активизацией движения воздуха за счет давления, которое создает специальный аппарат — вентилятор.

Обе системы могут использовать и давление ветра.

2. По принципу обеспечения воздухообмена:

- *общеобменные системы*;
- *местные системы*.

3. По сети воздуховодов (каналов):

- *простые системы* (неразветвленные), обслуживающие одно помещение;
- *разветвленные системы*, обслуживающие ряд помещений.

4. По назначению:

- *приточные системы*, подающие воздух в помещение;
- *вытяжные системы*, удаляющие воздух из помещения.

Системы кондиционирования воздуха (СКВ) — особый вид *приточных систем* вентиляции, с тем же назначением, но разными возможностями. Воздухоподготовка производится в *приточных камерах* или в *кондиционерах*.

В приточных камерах осуществляется:

- процесс очистки воздуха от пыли в фильтрах;
- процесс нагрева воздуха в калориферах (теплообменный аппарат) по $d = \text{const}$;
- автоматическое регулирование температуры приточного воздуха $t_{пр}$.



В кондиционерах осуществляется:

- процесс очистки воздуха от пыли в фильтрах;
- процесс нагрева воздуха в воздухоподогревателях по $d = \text{const}$;
- процесс охлаждения воздуха в воздухоохладителях;
- процесс увлажнения или сушки воздуха в форсуночных камерах;
- автоматическое регулирование температуры приточного воздуха $t_{\text{пр}}$ и влагосодержания приточного воздуха $d_{\text{пр}}$.
Для охлаждения, увлажнения, сушки необходимо наличие *холодильного оборудования*.

Приточные системы и СКВ подразделяются:

1) по назначению — на *комфортные* и *технологические* системы;

2) по степени использования наружного и внутреннего воздуха:

- *прямоточные* системы, которые работают полностью на наружном воздухе;
 - *замкнутые* системы, работающие полностью на внутреннем воздухе;
 - системы с *рециркуляцией*, работающие на смеси наружного и внутреннего воздуха в определенных пропорциях;
- 3) по характеру связи с обслуживаемым помещением:

- *центральные* системы, которые обслуживают несколько помещений, и центр обработки воздуха находится вне этих помещений;
- *местные* системы, которые обслуживают одно помещение;

4) по теплохолодоснабжению:

- *автономные* системы, в которых все устройства обработки воздуха находятся в одном агрегате;
- *неавтономные* системы, в которых применяется централизованное тепло- и холодоснабжение;

5) по принципу обслуживания помещений:

- *одноканальные* системы — движение воздуха в одном канале (простом или разветвленном);
- *многоканальные* системы (многозональные) — движение воздуха по нескольким каналам (в каждое помещение подведен свой канал).



3.3.2. РАСЧЕТ ВОЗДУХООБМЕНА

Общеобменная вентиляция. В жилых, общественных, коммунальных, бытовых и сельскохозяйственных зданиях и помещениях основной вид вентиляции — *общеобменная* (организованная и неорганизованная).

Количество воздуха, подаваемого в помещение и *удаляемого общеобменной вентиляцией* из вентилируемого помещения, определяется следующими факторами:

- назначением помещения;
- видом веществ, выделяющихся в помещение (избыточная теплота, избыточная влага, газообразные вещества, аэрозоли, пыль);
- возможностью улавливания вредностей непосредственно у источника;
- расположением оборудования в плане рабочей зоны;
- схемой воздухообмена.

Организованная общеобменная вентиляция может быть:

- только приточной — с помощью приточных систем вентиляции;
- только вытяжной — с помощью вытяжных систем вентиляции;
- приточно-вытяжной — с помощью приточных и вытяжных систем вентиляции.

Неорганизованная общеобменная вентиляция может быть:

- за счет *инфильтрации* — в этих помещениях устанавливается отрицательное давление по отношению к окружающему воздуху при работе организованной вытяжной вентиляции;
- за счет *эксфильтрации* — в этих помещениях устанавливается положительное давление по отношению к окружающему воздуху при работе организованной приточной вентиляции;
- за счет *перетекания* воздушных потоков между смежными помещениями — из помещений с положительным давлением в помещения с отрицательным давлением, т. е. за счет *разности давления* между ними (для возмещения воздушного баланса в помещении).



Способы (методы) расчета воздухообмена:

- 1) по удельным показателям;
- 2) по кратности воздухообмена;
- 3) балансовый (расчетный) метод.

Метод расчета воздухообмена по удельным показателям. Так как большинство зданий характеризуется постоянным составом помещений и такой же интенсивностью вредных поступлений в их объем, то для них установлены нормативы для расчета расходов воздуха L , м³/ч (приточного и удаляемого):

$$L = L_{\text{уд}}n, \quad (3.37)$$

где L — объемный расход воздуха, м³/ч; $L_{\text{уд}}$ — объемный удельный расход воздуха на конкретный показатель, м³/(ч· n), (по притоку или вытяжке); n — удельный показатель (на одного человека; животного, на единицу оборудования; на метр квадратный площади помещения; на другой показатель).

Расчет по кратности воздухообмена:

$$L = VK_p, \quad (3.38)$$

где V — объем помещения, м³; K_p — кратность воздухообмена, об/ч, (по притоку или по вытяжке).

Балансовый метод расчета основан на решении системы двух уравнений:

1) уравнения воздушного баланса вентилируемого помещения, который устанавливается в любом случае в помещении (здании), как частный случай общего закона сохранения материи,

$$\sum G_{\text{пр}} = \sum G_{\text{уд}}; \quad (3.39)$$

2) уравнения баланса вредных веществ, поступающих в помещение,

$$\Delta x + (G_{\text{пр}}x_{\text{пр}}) + (G_{\text{уд}}x_{\text{уд}}) = 0, \quad (3.40)$$

где $\sum G_{\text{пр}}$, $\sum G_{\text{уд}}$ — количество воздуха, соответственно подаваемого и удаляемого из помещения организованной или неорганизованной общеобменной вентиляцией (при отсут-



ствии местной вентиляции или при сбалансированной местной вентиляции притоком), кг/с (кг/ч); Δx — количество вредностей, поступающих в помещение ($\Delta Q_{\text{яв}}$; $\Delta Q_{\text{п}}$; $\Delta M_{\text{H}_2\text{O}}$; $\Delta M_{\text{вр}}$); $\Delta Q_{\text{яв}}$, $\Delta Q_{\text{п}}$ — избыточная теплота, соответственно явная и полная, Вт; $\Delta M_{\text{H}_2\text{O}}$ — избыточная влага, кг/с (кг/ч); $M_{\text{вр}}$ — количество газа, аэрозолей или их паров, поступающих в помещение, кг/с (кг/ч); $x_{\text{пр}}$, $x_{\text{уд}}$ — характерные параметры соответствующей вредности в подающемся и удаляемом воздухе (t ; i , d , $C_{\text{вр}}$); $C_{\text{вр}}$ — концентрация вредного вещества, мг/м³.

Балансовый метод основан на ассимиляции (разбавлении) соответствующей вредности приточным воздухом определенной кондиции до нормативных параметров. Поэтому для разбавления каждой из вредностей можно записать следующие уравнения:

- на разбавление явной теплоты:

$$G_{\text{пр}} = G_{\text{уд}} = \frac{\Delta Q_{\text{яв}}}{C_{\text{в}}(t_{\text{yx}} - t_{\text{пр}})}; \quad (3.41)$$

- на разбавление полной теплоты:

$$G_{\text{пр}} = G_{\text{уд}} = \frac{\Delta Q_{\text{п}}}{C_{\text{в}}(t_{\text{yx}} - t_{\text{пр}})}; \quad (3.42)$$

- на разбавление влаги:

$$G_{\text{пр}} = G_{\text{уд}} = \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{(d_{\text{yx}} - d_{\text{пр}}) \cdot 10^{-3}}; \quad (3.43)$$

- на разбавление газа, аэрозолей или их паров (вредного вещества), поступающих в помещение:

$$G_{\text{пр}} = G_{\text{уд}} = \frac{M_{\text{вр}}}{(C_{\text{yx}} - C_{\text{пр}}) \rho \cdot 10^{-6}}, \quad (3.44)$$

где C_{yx} — концентрация вещества в удаляемом воздухе из помещения, мг/м³; $C_{\text{yx}} = \text{ПДК}_{\text{р.з}}$; $\text{ПДК}_{\text{р.з}}$ — предельно допустимая концентрация вредного вещества в рабочей зоне, мг/м³; $C_{\text{пр}}$ — концентрация вещества в приточном воздухе, мг/м³, $C_{\text{пр}} = (0,1 \dots 0,3) \text{ПДК}_{\text{р.з}}$; ρ — плотность данного вещества при данной температуре, кг/м³.



С помощью диаграммы id можно также проследить за изменением состояния воздуха. На рамке диаграммы внизу, справа и вверху нанесены риски *лучей процесса* (угловых коэффициентов). Если их продолжить внутрь диаграммы, то риски сойдутся в начале координат — точке 0.

Процесс изменения состояния влажного воздуха можно выразить аналитически *тепловлажностным отношением* ε , кДж/(кг в. п), т. е. при изменении какого-либо параметра воздуха оно показывает приращение удельной энтальпии Δi , кДж/(кг с. в), к приращению влагосодержания $\Delta d \cdot 10^{-3}$, кг/(кг с. в),

$$\varepsilon = \frac{\Delta i}{\Delta d \cdot 10^{-3}}. \quad (3.45)$$

Состояние воздуха изменится при поступлении в объем помещения полной теплоты и влаги либо теплоты, либо влаги; тогда тепловлажностное отношение можно записать

$$\varepsilon = \frac{\Delta Q_{\text{п}}}{M_{\text{H}_2\text{O}}}, \quad (3.46)$$

где $\Delta Q_{\text{п}}$ — поток поступления полной теплоты в помещение, кДж/с (кДж/ч); $\Delta M_{\text{H}_2\text{O}}$ — массовый поток поступления влаги в помещение, кг/с (кг/ч).

Пользуясь *угловым коэффициентом* процесса (тепловлажностным отношением), можно построить *луч процесса* изменения тепловлажностного состояния воздуха, если известны следующие данные:

- конечные параметры воздуха;
- тепловлажностное отношение ε .

При *выборе расчетной формулы (одновременное поступление в объем помещения теплоты и влаги)* можно руководствоваться одной из трех формул (3.41, 3.42, 3.43), используя *тепловлажностное отношение* ε :

1) если $\varepsilon > 10\,000$ кДж/кг, то максимальное количество воздуха G_{max} , кг/с (кг/ч), расходуется на разбавление *избыточной явной теплоты* $\Delta Q_{\text{яв}}$, Вт, и количество воздуха определяется по формуле (3.41);

2) если $\varepsilon < 3500$ кДж/кг, то максимальное количество воздуха G_{max} , кг/с (кг/ч), расходуется на разбавление *из-*



быточной влаги $\Delta M_{\text{H}_2\text{O}}$, кг/с, и количество воздуха определяется по формуле (3.43);

3) если $3500 \text{ кДж/кг} < \varepsilon < 10\,000 \text{ кДж/кг}$, то максимальное количество воздуха G_{max} , кг/с (кг/ч), расходуется на разбавление избыточной полной теплоты $\Delta Q_{\text{п}}$, Вт, или избыточной влаги $\Delta M_{\text{H}_2\text{O}}$, кг/ч.

Количество воздуха в этом случае определяется по формулам (3.41) или (3.42). Значения расхода воздуха G , кг/с (кг/ч), определенные по этим формулам, должны быть одинаковыми. Целесообразнее определять расход воздуха по формуле (3.43) (на разбавление избыточной влаги $\Delta M_{\text{H}_2\text{O}}$), а формулу (3.42) использовать как проверочную (на разбавление избыточной полной теплоты).

Зная величину ε , можно построить на id -диаграмме линию изменения состояния воздуха.

Алгоритм построения процесса изменения тепловлажностного состояния на id -диаграмме в холодный период года (рис. 3.21):

1) определить значение ε по формуле (3.46);

2) нанести на id -диаграмму точки В и Н, характеризующие параметры внутреннего воздуха ($t_{\text{в}}$, $\varphi_{\text{в}}$, $i_{\text{в}}$, $d_{\text{в}}$) и наружного воздуха ($t_{\text{н}}$, $\varphi_{\text{н}}$, $i_{\text{н}}$, $d_{\text{н}}$);

3) соединить отрезок искомого значения ε с нулем (линия $0-\varepsilon$);

4) провести через точку В луч процесса параллельно направлению искомого углового коэффициента до пересечения с линией $d_{\text{н}} = \text{const}$, проходящей через точку Н. Параметры точки П — это параметры приточного воздуха ($t_{\text{п}}$, $\varphi_{\text{п}}$, $i_{\text{п}}$, $d_{\text{п}}$), а луч П–В показывает направление процесса их изменения с момента поступления в помещение до параметров внутреннего воздуха;

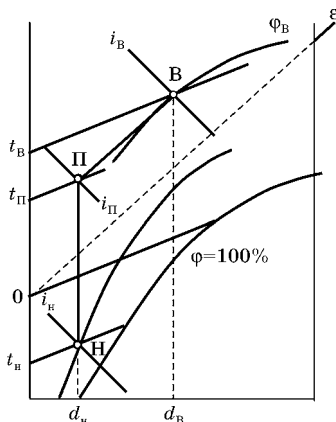


Рис. 3.21

Построение на id -диаграмме процесса изменения состояния воздуха при ассимиляции избытков теплоты и влаги

5) определить по формуле (3.42) или по формуле (3.43) необходимый воздухообмен G , кг/с, для ассимиляции (разбавления) избыточной теплоты и влаги.

При правильно выполненных расчетах обеспечивается равенство

$$G = \frac{\Delta M_{\text{H}_2\text{O}}}{(d_{\text{в}} - d_{\text{н}})10^{-3}} = \frac{\Delta Q_{\text{п}}^{\text{изб}}}{i_{\text{в}} - i_{\text{н}}}. \quad (3.47)$$

Местная вытяжная вентиляция. Этот вид вентиляции позволяет сократить воздухообмен в помещении.

Местная вытяжная вентиляция с помощью вентиляционных систем осуществляет *улавливание* вредных веществ *местными отсосами* (мо) от технологического, коммунального и другого оборудования и *удаление* загрязненного воздуха более высокой концентрации, чем при общеобменной вентиляции, за пределы помещения. Этот вид вентиляции позволяет сократить воздухообмен в помещении.

Местный отсос — устройство, состоящее из двух элементов: воздухоприемника — *кожуха со всасывающим* (приемным) отверстием; воздуховода с запорно-регулирующим устройством, который и присоединяется к вентиляционной системе.

Классификация местных отсосов.

1. По принадлежности к оборудованию:

- *встроенные* в оборудование;
- *не встроенные* в технологическое оборудование.

2. По степени ограничения зоны всасывания:

- местные отсосы *открытого* типа, не имеющие ограждающих плоскостей и находящиеся за пределами источника вредных выделений;
- местные отсосы *полузакрытого* типа, имеющие ограждающие плоскости с одной, двух или трех сторон, внутри которых находится источник вредных выделений;
- местные отсосы *закрытого* типа (закрыты с четырех сторон) — составная часть кожуха машины или аппарата, которые имеют небольшие отверстия, щели или неплотности для поступления через них воздуха из помещения.



3. По условию подтекания воздуха к всасывающему отверстию воздухоприемника:

- *простые*, которые присоединяются к вытяжным вентиляционным установкам;
- *активированные* приточным воздухом, где дополнительно применяется устройство, которое приточной струей направляет вредные выделения к всасывающему отверстию воздухоприемника местного отсоса; каждое устройство присоединяется к своей вентиляционной установке (вытяжной и приточной);
- *компенсационные воздушно-струйные укрытия* — комбинация местного отсоса и приточного устройства; присоединяются к двум вентиляционным установкам (вытяжным и приточным).

4. По направлению удаления вредных веществ:

- *верхние* отсосы, в которых направление движения загрязненного факела (вверх) совпадает с направлением движения отсасываемого воздуха, в этом случае вредные вещества могут проходить через зону дыхания человека. По расходу воздуха — самые экономичные отсосы, но с гигиенической точки зрения не самые рациональные;
- *нижние* отсосы — направляют всасывающий факел вниз, что позволяет избежать попадания вредных веществ в зону дыхания человека, животного. В гигиеническом отношении — самые рациональные, но требуют больших расходов воздуха, так как необходимо его значительно ускорять для опрокидывания вредных веществ вниз;
- *боковые* отсосы — устанавливаются со стороны, противоположной рабочему месту; создают зону всасывания, отклоняющую факел вредных веществ в сторону отсоса;
- *комбинированные* отсосы, например, нижний и боковой.

5. По сечению всасываемого (приемного) отверстия воздухоприемника:

- круглые;
- прямоугольные;
- щелевые.

6. По оформлению кромки всасывающего отверстия воздухоприемника:

- с фланцем;
- без фланца.

Ниже перечислены наиболее распространенные типы местных отсосов.

1. *Вытяжные зонты (колпаки)* — местный отсос открытого типа, простой верхний отсос (рис. 3.22).

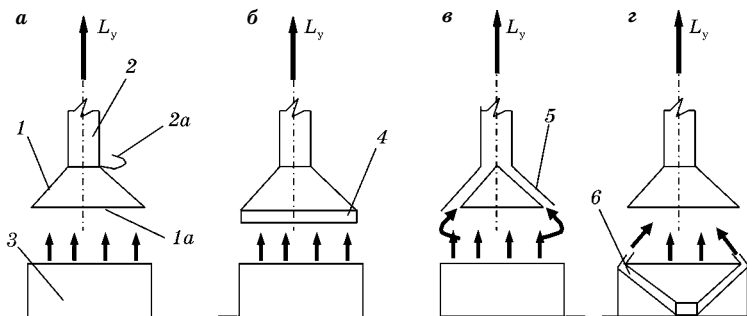


Рис. 3.22
Виды зонтов:

a — простой; *б* — с вертикальным бортом; *в* — со щелями по периметру; *г* — активированный отсос приточной струей; 1 — воздухоприемник; 1а — всасывающее отверстие воздухоприемника; 2 — воздуховод; 2а — запорно-регулирующее устройство (шибер); 3 — источник выделения вредных веществ; 4 — вертикальный борттик; 5 — щель; 6 — приточная струя.

Разновидности зонтов (с более высокой эффективностью работы): с ограничивающими плоскостями; с вертикальными бортиками (рис. 3.22б); со вставками (рис. 3.22в); отсосы, активированные приточной струей (рис. 3.22г).

Зонт-колпак — самый простой местный отсос, поэтому наиболее распространен в вентиляционной технике, но наименее эффективен.

2. *Отсасывающие панели* — местный отсос открытого типа (с экраном), простой щелевой с боковым (комбинированным) отсосом (рис. 3.23).

3. *Вытяжные шкафы* — местные отсосы закрытого типа с рабочим проемом для наблюдения за рабочим процессом и для его проведения. Образующиеся внутри шкафа вредные выделения удаляются из него вместе с возду-

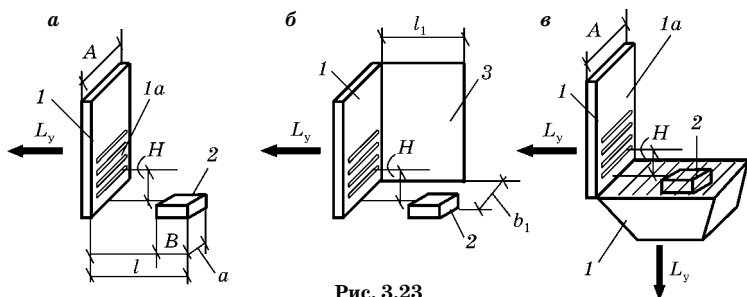


Рис. 3.23

Типы отсасывающих панелей:

a — односторонняя панель; *б* — с экраном; *в* — комбинированная панель с боковым и нижним отсосом; 1 — панель; 1а — воздухоприемное отверстие; 2 — источник; 3 — экран.

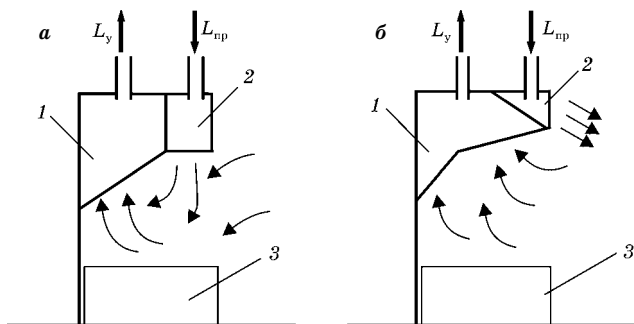


Рис. 3.24

Виды вытяжных шкафов:

a — верхний отсос; *б* — нижний отсос; 1 — рабочий проем; 2 — воздуховод; 3 — источник вредных веществ.

хом за пределы помещения естественным или механическим путем, а на его место из помещения через рабочий проем подтекает воздух, который служит как бы завесой, препятствующей прониканию вредных веществ в объем помещения.

Для предотвращения выхода вредных веществ из шкафа нейтральная зона должна располагаться выше верхней кромки проема.

На рис. 3.24 приведены виды вытяжных шкафов.

4. Компенсационные воздушно-струйные укрытия приведены на рис. 3.25.

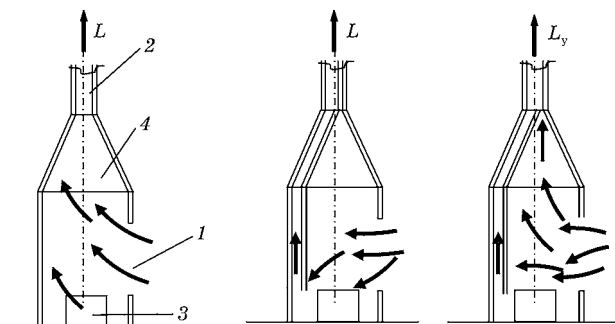


Рис. 3.25

Схема компенсационного воздушно-струйного укрытия:

1 — местный отсос; 2 — приточное устройство; 3 — источник вредных выделений; 4 — воздухоприемник.

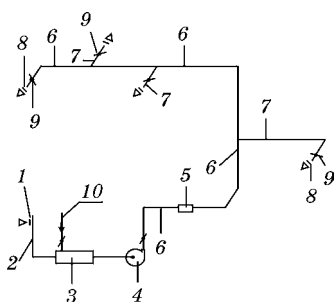


Рис. 3.26

Структурная схема приточной системы вентиляции:

1 — воздухозаборная решетка наружного воздуха; 2 — воздухозаборная приточная шахта наружного воздуха; 3 — приточная камера (кондиционер); 4 — вентиляционный агрегат; 5 — шумоглушитель; 6 — магистральный воздуховод; 7 — ответвления от магистрального воздуховода; 8 — воздухоподающие устройства (вр); 9 — запорно-регулирующие устройства (шиберная заслонка); 10 — рециркуляционный воздуховод; \triangleright — направление движения воздушных потоков.

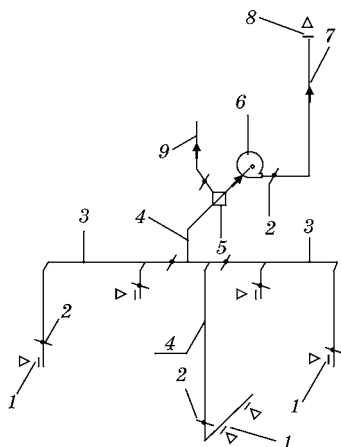


Рис. 3.27

Структурная схема разветвленной вытяжной системы вентиляции:

1 — приемное устройство внутреннего воздуха; 2 — запорно-регулирующее устройство; 3 — ответвления от магистрального воздуховода; 4 — магистральный воздуховод; 5 — устройство очистки воздуха, или теплоутилизатор; 6 — вентиляционный агрегат; 7 — воздуховыпускная шахта воздуха в атмосферу; 8 — устройство выброса воздуха в атмосферу; 9 — рециркуляционный воздуховод; \triangleright — направление движения воздушных потоков.

Количество воздуха, удаляемого местными отсосами, определяется различными эмпирическими формулами, приведенными в справочной или технической литературе.

Количество воздуха $L_{м.о}$, м³/ч, можно рассчитать по следующим простым формулам

$$L_{м.о} = 3600Fv; \quad (3.48)$$

$$L_{м.о} = L_{уд}n, \quad (3.49)$$

где F — расчетная площадь всасывающего отверстия воздухоприемника, рабочая площадь приемных щелей или рабочего проема местного отсоса, м²; v — расчетная скорость всасывания, м/с (рекомендуемые скорости приведены в различной справочной и технической литературе в зависимости от характера удаляемой вредности и типа местного отсоса); $L_{уд}$ — объемный удельный расход воздуха на удельный показатель, м³/(ч·н); n — удельный показатель (на единицу оборудования; на метр квадратный расчетного всасывающего отверстия; на другой показатель).

Основные конструктивные элементы вентиляционных систем представлены на рис. 3.26 (схема приточной системы) и 3.27 (схема вытяжной системы).

3.3.3. РАСЧЕТ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СЕТЕЙ

Расчет вентиляционных сетей — это аэродинамический расчет сети воздухопроводов вентиляционных систем.

Речь идет о потерях энергии потока при движении по воздуховодам. Покажем, что единица измерения удельной энергии потока, отнесенная к объему (Дж/м³), совпадает с единицей измерения давления (Па):

$$\left[\frac{\text{Дж}}{\text{м}^3} \right] = \left[\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{м}^3} \right] = \left[\frac{\text{Н}}{\text{м}^2} \right] = [\text{Па}].$$

В аэродинамических расчетах систем вентиляции, вследствие сравнительно небольших давлений (менее 5% от атмосферного давления), *сжимаемостью* перемещаемого воздуха пренебрегают.

По этой же причине принято пользоваться значениями избыточных давлений, принимая за условный нуль



атмосферное давление. Отличие систем вентиляции от других систем, например систем отопления, в том, что в них есть участки с *избыточным давлением* ниже атмосферного:

- при искусственном побуждении движения воздуха (механические системы) — на всасывающей стороне вентилятора;
- при естественном движении воздуха — в вытяжных системах.

При движении воздуха по воздуховодам в любом поперечном сечении потока различают три вида давлений, P_a : статическое, $p_{ст}$; динамическое, p_d ; полное, p_n .

Статическое давление определяет потенциальную энергию (энергию сжатия) единицы объема потока воздуха в рассматриваемом сечении; действует на стенки воздуховода.

Динамическое давление — это кинетическая энергия потока, отнесенная к единице объема воздуха, т. е. энергия, которую может совершить один кубометр воздуха при движении его со скоростью v . При скорости движения воздуха в сечении v , м/с, динамическое (скоростное) давление

$$p_d = \frac{\rho v^2}{2}, \quad (3.50)$$

где ρ — плотность воздуха, кг/м³, при температуре воздуха t , °С:

$$\rho = \frac{353}{273 + t}.$$

Полное давление p_n равно сумме статического и динамического давления:

$$P_n = p_{ст} + p_d. \quad (3.51)$$

Полное давление в вентиляционной сети расходуется на преодоление сопротивления движению воздушного потока по воздуховодам:

- в прямолинейных участках — потери давления на трение, $\Delta p_{тр}$;
- в местных сопротивлениях (тройников, отводов и т. п.), $\Delta p_{м. с.}$



Потери давления на трение зависят от степени шероховатости внутренней поверхности воздуховода и его формы, а также от режима движения воздуха в воздуховоде:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \frac{\lambda \ell}{d} p_d, \quad (3.52)$$

где λ — коэффициент сопротивления трения; ℓ — длина воздуховода, м; d — диаметр круглого воздуховода, м.

Коэффициент сопротивления трения λ зависит от числа Рейнольдса Re ; степени шероховатости внутренней поверхности воздуховода k ; диаметра воздуховода d , м.

Для определения коэффициента λ широко распространена универсальная формула А. Д. Альтшуля, которая дает достоверные результаты для всех областей турбулентного режима движения

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{k_s}{d} \right)^{0,25}; \quad (3.53)$$

$$Re = \frac{vd}{\nu}, \quad (3.54)$$

где Re — критерий (число) Рейнольдса; k_s — высота выступов шероховатости внутренней поверхности воздуховода (эквивалентная шероховатость), м, (мм), единица измерения которой должна соответствовать единице измерения диаметра воздуховода; ν — кинематическая вязкость воздуха, м²/с ($\nu = 1,5 \cdot 10^{-5}$ м²/с).

Для воздухопроводов прямоугольного сечения за расчетную величину d принимается эквивалентный диаметр $d_{\text{экр}}$, при котором потери давления в круглом воздуховоде (при той же скорости) равны потерям в прямоугольном воздуховоде:

$$d_{\text{экр}} = \frac{2ab}{a+b}, \quad (3.55)$$

где a , b — размеры сторон прямоугольного воздуховода, м (мм).

Потери давления в местных сопротивлениях происходят:

- в местах изменения направления воздушного потока в воздуховодах (отводах, коленах, утках);
- при делении и слиянии потоков в вентиляционной сети (тройниках);



- при изменении сечения воздуховода (во внезапных расширениях или в диффузорах; во внезапных сужениях или в конфузорах);
- при входе в воздуховод и выходе из него (при свободном входе или через решетки и местные отсосы, а также при свободном выходе или через устройства выхода в атмосферу вытяжных систем; при выходе через воздухообразующие устройства приточных систем);
- в местах установки регулирующих устройств (дроссель-клапанов, шиберных заслонок, диафрагм).

В местах установки местных сопротивлений происходит перестройка полей скоростей воздуха в воздуховоде и образование вихревых зон у стенок, что сопровождается потерей энергии потока. Нарушение установившегося поля скоростей потока происходит на некотором расстоянии до местного сопротивления, и выравнивание потока происходит на некотором расстоянии после него (обычно несколько калибров — диаметров). На всем участке возмущенного потока происходят потери энергии на *вязкое трение* и увеличиваются *потери на трение* о стенки. Однако условно для удобства аэродинамического расчета потери давления в местных сопротивлениях считаются *сосредоточенными* и учитываются коэффициентами местных сопротивлений.

Потери давления в местных сопротивлениях пропорциональны *динамическому давлению* в воздуховоде:

$$\Delta p_{\text{м.с}} = \sum \xi p_{\text{д}}, \quad (3.56)$$

где $\sum \xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений на расчетном участке сети, которая и определяет потери давления в местных сопротивлениях в долях от динамического (скоростного) давления.

Значения ξ для различных местных сопротивлений изменяются в широких пределах (обычно $0 < \xi < 10$). При больших скоростях движения воздуха и значительных потерях давления, например в диафрагме, коэффициент ξ может быть высоким, порядка нескольких сотен. В отдельных случаях, например, в ответвлениях тройников, этот коэффициент может быть отрицательным ($\xi < 0$), что озна-



чает увеличение удельной энергии потока ответвления вследствие его эжекции основным потоком. Таким образом, при расчете изменения давления в тройниках следует учитывать знак ξ .

При определении потерь давления в местном сопротивлении коэффициент ξ необходимо относить:

- к наибольшей скорости (в суженном сечении участка);
- к скорости с меньшим расходом (в тройнике).

Общие потери давления в вентиляционной сети складываются из потерь давлений на трение по длине воздуховода (3.52) и потерь в местных сопротивлениях (3.56):

$$\Delta p_{\text{общ}} = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м.с}}. \quad (3.57)$$

Аэродинамический расчет систем вентиляции может быть выполнен различными методами.

Основной инженерный метод расчета вентиляционных сетей — *метод удельных линейных потерь давления на трение*.

$$\Delta p_{\text{тр}} = R_{\text{уд}} \ell, \quad (3.58)$$

где

$$R_{\text{уд}} = \frac{\lambda}{d} p_{\text{д}}. \quad (3.59)$$

Аналогично формулу (3.52) можно преобразовать следующим образом:

$$\Delta p_{\text{м.с}} = Z, \quad (3.60)$$

где $Z = \sum \xi p_{\text{д}}$.

Тогда преобразуется и формула (3.57):

$$\Delta p_{\text{общ}} = R_{\text{уд}} l + Z, \quad (3.61)$$

где $R_{\text{уд}}$ — удельные потери на трение по длине воздуховода на расчетном участке, Па/м; Z — потери давления в местных сопротивлениях, которые определяют при расчетной скорости движения потока v и сумме коэффициентов местных сопротивлений $\sum \xi$.

На основании выражения (3.58) составлена табл. 22.15 [1] и номограмма 9.1 [2], позволяющие определять удельную потерю давления на трение $R_{\text{уд}}$ и динамическое давление $P_{\text{д}}$.



Таблицы и номограммы составлены для *круглых стальных воздуховодов* при движении по ним чистого воздуха, транспортируемого при следующих параметрах: температура $t = 20^\circ\text{C}$; плотность $R = 1,2 \text{ кг/м}^3$; барометрическое давление $p_6 = 101 \text{ кПа}$; относительная влажность $\varphi = 50\%$.

Если параметры транспортируемого воздуха иные, то вводятся поправочные коэффициенты или делается перерасчет по следующим формулам:

$$\Delta p_{\text{общ}} = \beta_{\text{ш}} R_{\text{уд}} \ell k_1 + Z k_2; \quad (3.62)$$

где $\beta_{\text{ш}}$ — поправочный коэффициент на шероховатость (если материал внутренних стенок воздуховода иной); k_1 , k_2 — поправочные коэффициенты на температуру, соответственно на трение и местные сопротивления.

В системе с искусственной активацией движения воздуха (механические системы) поправку на параметры можно выполнить при подборе вентилятора по следующей формуле:

$$P_{\text{усл}} = \frac{273+t}{293} \cdot \frac{101}{P_6} \cdot \frac{\rho_{\text{в}}}{1,2}, \quad (3.63)$$

где $P_{\text{усл}}$ — давление для подбора, Па; t , P_6 , $R_{\text{в}}$ — расчетные параметры воздуха соответственно на участке или в вентиляционной сети: температура, $^\circ\text{C}$; барометрическое давление, кПа; плотность, кг/м^3 .

В практике аэродинамического расчета систем вентиляции возможна постановка задачи в одном из вариантов.

Вариант 1 — *прямая* задача, которая встречается на этапе проектирования.

1. Исходные данные: расход воздуха G , кг/с (кг/ч), по участкам сети.

2. Требуется определить:

- диаметры, d , мм, на участках сети воздуховодов системы вентиляции;
- располагаемое давление в системе вентиляции $\Delta p_{\text{р}}$, Па, обеспечивающее пропуск заданного расхода G , кг/ч, воздуха по каждому участку сети системы вентиляции.

Всего на каждом участке сети 4 параметра: расход воздуха G , кг/ч (кг/с); длина участка ℓ , м; диаметр или сечение воздуховода, мм; скорость движения воздуха по уча-



стку, м/с. При одном известном параметре невозможно найти 3 остальных, поэтому необходимо задать еще один параметр (скорость либо диаметр воздуховода).

Вариант 2 — *обратная* задача, реализуется в случае реконструкции системы при проверке пропускной способности участков системы.

1. Исходные данные: диаметры d , мм, на участках сети воздуховодов системы; располагаемое давление в сети:

- полное давление, развиваемое вентилятором p_n , Па (в механических системах);
- либо располагаемое гравитационное давление $p_{гр}$, Па (в естественных системах).

2. Требуется определить: расход воздуха G , кг/ч, по участкам сети системы вентиляции, потери давления в сети воздуховодов, которые необходимо сравнить с располагаемым давлением в системе.

Перед выполнением аэродинамического расчета следует выполнить расчетно-графические работы:

1) вычертить аксонометрическую расчетную схему системы с нанесением всех элементов системы;

2) разбить систему на отдельные участки (отрезки воздуховода одного диаметра с постоянным расходом воздуха);

3) на каждом участке указывают расход воздуха G , кг/ч; длины участков, м; сумму коэффициентов местных сопротивлений.

При прямой задаче расчет выполняется в два этапа.

1 этап — аэродинамический расчет для всех участков сети и определение магистрального (основного) направления последовательно расположенных участков.

2 этап — увязка потерь давления ответвлений с участками основного направления сети.

Невязка падения давления $\Delta p_{отв}$, %, в ответвлениях сети в точках слияния (расхождения) потоков воздуха:

$$p_{отв} = \frac{\Delta p_{осн} - \Delta p_{отв}}{\Delta p_{осн}} 100 = \frac{\Delta p_{изб}}{\Delta p_{осн}} 100, \quad (3.64)$$

где $\Delta p_{осн}$, $\Delta p_{отв}$ — падение давления соответственно в основном направлении последовательно расположенных участков от конца системы до ответвления и падение давления в ответвлении, Па.



Допустима невязка потерь давления до 15%. Если это условие не выполняется, то необходимо:

1) либо изменить диаметр воздуховода на ответвлении сети;

2) либо установить дополнительное местное сопротивление на ответвлении (диафрагму; или прикрыть часть воздуховода шибером или дроссель-клапаном). Для этого следует:

- определить избыток давления между основным направлением и ответвлением сети, Па:

$$\Delta p_{\text{изб}} = \Delta p_{\text{осн}} - \Delta p_{\text{отв}}; \quad (3.65)$$

- определить коэффициент местного сопротивления дополнительного сопротивления

$$\xi = \frac{\Delta p_{\text{изб}}}{p_{\text{д}}}, \quad (3.66)$$

где $p_{\text{д}}$ — динамическое давление в воздуховоде ответвления, Па, определяемого по формуле (3.50);

- согласно величине ξ определить размер диафрагмы или степень прикрытия ответвления воздуховода шибером или дроссель-клапаном.

Расчет начинается с удаленного участка в следующем порядке:

1) рассчитывается его диаметр d , м, или площадь поперечного сечения прямоугольного воздуховода F , м², по рекомендуемой скорости $v_{\text{рек}}$, м/с:

$$d = \sqrt{\frac{4L}{\pi v_{\text{рек}}}}, \quad (3.67)$$

$$F = \frac{L}{v_{\text{рек}}}, \quad (3.68)$$

где L — расход воздуха, м³/с, на данном участке;

2) принимается стандартный ближайший к расчетному размер воздуховода;

3) вычисляется фактическая скорость движения воздуха $v_{\text{фак}}$, м/с;

4) для прямоугольных воздухопроводов определяется эквивалентный диаметр $d_{\text{эр}}$, м, по формуле (3.60);



5) можно применить прямое решение для нахождения значений удельных потерь на трение R , Па/м:

- определяется критерий Рейнольдса по формуле (3.54);
- определяется коэффициент гидравлического трения λ по формуле (3.58);
- вычисляются удельные потери на трение по формуле (3.58);

6) вычисляются потери в местных сопротивлениях по формуле (3.60);

7) вычисляются общие потери по формуле (3.61);

8) остальные участки рассчитываются аналогично;

9) суммируются потери давления последовательно расположенных участков основного направления;

10) производится увязка всех ответвлений.

3.4. СУШКА И ХРАНЕНИЕ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ПРОДУКЦИИ

3.4.1. СПОСОБЫ СУШКИ

Под сушкой понимается процесс удаления жидкости (в любой фазе) из материала. В результате сушки большинства сельскохозяйственных продуктов влага в виде пара уходит в окружающую среду.

Сушка может осуществляться *естественным* и *искусственным* способами. Для естественного способа характерна сушка атмосферным воздухом или солнечной энергией без использования тепловых источников и дополнительных устройств. Процесс искусственной сушки осуществляется в сушильных установках благодаря передаче тепловой энергии от сушильного агента к материалу.

Искусственная сушка в зависимости от способов передачи тепла осуществляется *конвективным, кондуктивным, контактным, радиационным и комбинированным* методами. Широкое распространение получило *активное вентилирование*.

Сущность *конвективного* метода сушки нагретым воздухом или смесью воздуха с топочными газами состоит



в использовании разности парциальных давлений пара, имеющегося в сушильном агенте, и пара, находящегося над поверхностью высушиваемого материала. Процесс сушки тем интенсивнее, чем она больше. В данном методе сушильный агент проходит сквозь слой материала, нагревая его и поглощая испаряющуюся влагу. Если направление движения сушильного агента совпадает с направлением движения материала, то сушка происходит по *прямотоку*; если агент и слой движутся в противоположных направлениях — по *противотоку*; в перпендикулярном направлении осуществляется *перекрестный ток*. Противоток используется для сушки материалов при высоких температурах; перекрестный ток — в камерных сушилках.

При *кондуктивной* сушке нагретый газ или пар проходит по трубам, на которых находится высушиваемый материал. В результате теплообмена испаряющаяся влага поглощается окружающим воздухом. Такой метод широко используется для подсушки зерна перед помолом. Интенсификация процесса в вакууме важна для сохранения семенных качеств зерна, так как сушка происходит при пониженных температурах.

Сущность *контактного* метода сушки заключается в удалении влаги из высушиваемого материала путем поглощения ее абсорбентами — специальными материалами, обладающими хорошей гигроскопичностью (сухие древесные опилки, хлористый кальций, стержни кукурузы и т. п.). Хотя этот метод трудоемок и длителен, однако он обеспечивает хорошее сохранение качества зерна.

Сушка *радиационными* методами основана на использовании инфракрасного излучения, проникающего вглубь высушиваемого материала и вызывающего его нагрев. В качестве источников излучений используются лампы или нагретые металлические или керамические поверхности, например, панели с керамической поверхностью, обогреваемые горячими газами или газовыми горелками.

Комбинированная сушка сочетает в себе конвективный, контактный и другие методы. Конвективно-контактный метод сушки состоит в чередовании нагрева и охлаждения высушиваемого материала.



3.4.2. РАСХОД ТЕПЛА НА СУШКУ СЕЛЬХОЗПРОДУКЦИИ

В основе расчета расхода тепла на сушку сельхозпродукции лежит *материальный* и *тепловой* баланс сушильной установки.

Материальный баланс сушилки. Элементарная схема процесса сушки с однократным использованием агента сушки (без рециркуляции) показана на рис. 3.28.

Атмосферный воздух поступает в теплогенератор, имея температуру t_0 , относительную влажность φ_0 , влагосодержание d_0 и удельную энтальпию i_0 . Образующие в результате сгорания топлива дымовые газы выходят из теплогенератора, имея параметры t_T, φ_T, d_T, i_T . Смешиваясь с атмосферным воздухом перед входом в сушильный барабан, они приобретают параметры t_1, φ_1, d_1, i_1 . После взаимодействия с влажным продуктом отработавший агент покидает барабан с параметрами t_2, φ_2, d_2, i_2 .

Поступающий на сушку влажный продукт имеет начальную влажность ω_1 и температуру t_1 . Для сушки непрерывного действия материальный и тепловой балансы составляются в расчете на один час работы, поэтому поступление влажного и отвод сухого продукта характеризуются соответствующей часовой пропускной способностью M_1

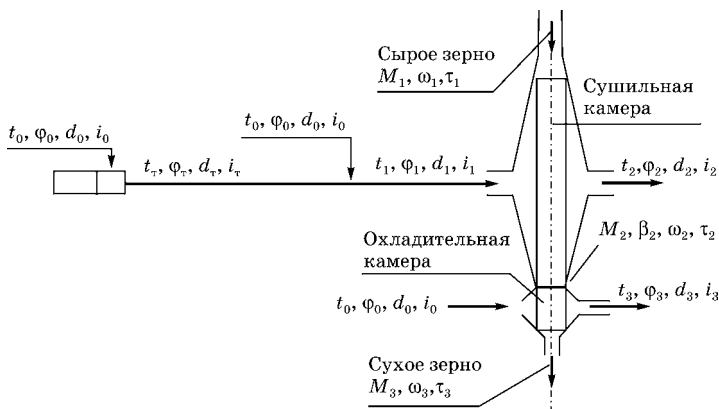


Рис. 3.28
Расчетная схема зерносушилки

и M_2 , кг/ч. Параметры сухого продукта имеют значения ω_2 и t_2 . Испаряемая из продукта влага и количество влажного и просушенного продукта связаны между собой уравнением баланса сушки.

Количество влаги в материале до W_1 и после W_2 сушильной камеры, кг/ч:

$$W_1 = \frac{M_1 \omega_1}{100}; \quad W_2 = \frac{M_2 \omega_2}{100}, \quad (3.69)$$

где M_1, M_2 — масса вещества до и после сушки, кг; ω_1, ω_2 — начальная и конечная влажность материала, %.

Масса удаляемой влаги равна разности между массой вещества до и после сушки, кг:

$$W = M_1 - M_2. \quad (3.70)$$

В процессе сушки масса сухого вещества M_c неизменна, поэтому уравнение баланса можно представить в виде

$$M_c = \frac{M_1(100 - \omega_1)}{100} = \frac{M_2(100 - \omega_2)}{100} = \text{const}. \quad (3.71)$$

Откуда

$$M_1 = \frac{M_2(100 - \omega_2)}{100 - \omega_1}; \quad M_2 = \frac{M_1(100 - \omega_1)}{100 - \omega_2}. \quad (3.72)$$

Тогда номинальная испарительная способность W , кг/ч:

$$W = \frac{M_2(\omega_1 - \omega_2)}{100 - \omega_1}. \quad (3.73)$$

Относительная убыль в массе материала ΔM , кг:

$$\Delta M = \left(\frac{M_1 - M_2}{M_1} \right) 100 = \left(\frac{\omega_1 - \omega_2}{100 - \omega_2} \right) 100. \quad (3.74)$$

При установившемся режиме сушки и отсутствии утечек воздуха из сушильной камеры количество влаги W , кг/ч, поступившей с материалом и с агентом сушки, равно количеству влаги, уносимой из сушильной камеры с агентом сушки.

$$\frac{M_1 \omega_1}{100} + \frac{L d_1}{1000} = \frac{M_2 \omega_2}{100} + \frac{L d_2}{1000}, \quad (3.75)$$



где L — расход сухого агента сушки, кг/ч; d_1, d_2 — влаго-содержание агента сушки до и после сушильной камеры, г/кг (сухого воздуха) или г/кг (газовоздушной смеси).

$$\frac{L(d_2 - d_1)}{1000} = \frac{M_1 \omega_1 - M_2 \omega_2}{100} = W. \quad (3.76)$$

Таким образом, расход агента сушки L , кг/ч:

$$L = \frac{1000W}{d_2 - d_1}. \quad (3.77)$$

Удельный расход сушильного агента ℓ , кг/ч·кг (выпаренной влаги):

$$\ell = \frac{1000}{W} = \frac{1000}{d_2 - d_1}. \quad (3.78)$$

Тепловой баланс сушильной установки. Уравнение теплового баланса сушильной установки выражается суммой составляющих — поступлений и затрат теплоты. Общий расход удельной теплоты в сушке q , Дж/ч·кг (влаги), отнесенный к одному килограмму выпаренной влаги, включает следующие составляющие:

$$q = q_1 + q_2 + q_3 + q_4, \quad (3.79)$$

где q_1 — расход теплоты на испарение влаги, Дж/ч·кг (влаги); q_2 — расход теплоты на подогрев агента сушки, Дж/(ч·кг); q_3 — расход теплоты на подогрев материала сушки, Дж/(ч·кг); q_4 — потери теплоты в окружающую среду, Дж/(ч·кг).

Удельный расход теплоты на испарение влаги q_1 , Дж/ч·кг (влаги):

$$q_1 = i_n'' - c_{ж} t_1, \quad (3.80)$$

где i_n'' — удельная энтальпия водяного пара в отработавшем агенте сушки, Дж/ч·кг (влаги); $c_{ж}$ — удельная массовая теплоемкость воды, Дж/(кг·град); $c_{ж} = 4190$; T_1 — температура газа перед сушилкой, °С.

Расход теплоты на испарение влаги, численно равный теплоте парообразования за вычетом теплоты, вносимой с содержащейся в исходном материале влагой, является основным в тепловом балансе сушки и достигает 80...85% ее



общего расхода. Поскольку q_1 определяет полезно используемую теплоту, общий КПД агрегата может быть выражен следующим образом:

$$\eta = \frac{q_1}{q} \cdot 100\%. \quad (3.81)$$

Удельный расход теплоты на подогрев агента сушки q_2 , Дж/ч·кг (влаги):

$$q_2 = [c_B(t_1 - t_2) - i_{\text{конд}}], \quad (3.82)$$

где t_1 — температура агента при входе в сушильную установку, °С; t_2 — температура агента на выходе из сушильной установки, °С; $i_{\text{конд}}$ — удельная энтальпия конденсата, Дж/кг,

$$i_{\text{конд}} = c_{\text{ж}} t_{\text{конд}}; \quad (3.83)$$

$c_{\text{ж}}$ — удельная массовая теплоемкость агента сушки (воздуха), Дж/(кг·град);

$$t_{\text{конд}} = \frac{(t_1 - t_2)/2 - (\tau_3 - \tau_1)}{2}; \quad (3.84)$$

t_1 — температура материала при входе в сушильную установку, °С; t_3 — температура материала на выходе из сушильной установки, °С; c_B — удельная массовая теплоемкость воздуха (агента сушки), Дж/(кг·град), $c_B = 1005$.

Затраты теплоты на испарение влаги q_1 и подогрев сушильного агента q_2 характеризуют *теоретическую сушилку*, в *действительной сушилке* есть потери на подогрев материала q_3 и потери в окружающую среду q_4 .

Удельный расход теплоты на подогрев агента сушки q_2 составляет 5% расхода всей теплоты.

Удельный расход теплоты на подогрев высушиваемого материала q_3 , Дж/ч·кг (влаги):

$$q_3 = \frac{M_2}{W} c_{\text{мат}} (\tau_3 - \tau_1) = c_{\text{мат}} (\tau_3 - \tau_1) \frac{100 - \omega_1}{\omega_1 - \omega_2}, \quad (3.85)$$

где $c_{\text{мат}}$ — удельная теплоемкость высушиваемого материала, Дж/(кг·град),

$$c_{\text{мат}} = \frac{c_c (100 - \omega_2) + c_{\text{ж}} \omega_2}{100}, \quad (3.86)$$

где c_c — удельная теплоемкость сухого материала, Дж/(кг·град), для зерна — 1555.



Расход теплоты на подогрев высушиваемого материала q_3 составляет 3% общего расхода теплоты.

Удельные потери теплоты в окружающую среду через поверхности ограждений q_4 , Дж:

$$q_4 = \frac{\sum FK_{\tau}\Delta T}{W}; \quad (3.87)$$

$$K_{\tau} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (3.88)$$

где F — площадь поверхности ограждения, m^2 ; K_{τ} — коэффициент теплопередачи, $Вт/(m^2 \cdot \text{град})$; ΔT — температурный напор в данной зоне тепловыделений, $\Delta T = t_{\text{ср}} - t_0$; $t_{\text{ср}}$ — среднее значение температуры агента сушки в сушильной камере; $t_{\text{ср}} = (t_1 + t_2)/2$; t_0 — температура окружающей среды; α_1 — коэффициент теплоотдачи от агента сушки к внутренней поверхности сушильной камеры, $Вт/(m^2 \cdot \text{град})$; α_2 — коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности сушильной камеры в окружающую среду, $Вт/(m^2 \cdot \text{град})$; λ_i — коэффициент теплопроводности i -го слоя стенок сушильной камеры, $Вт/(m \cdot \text{град})$; d_i — толщина i -го слоя стенок сушильной камеры, m .

Из уравнения теплового баланса может быть получено выражение для удельного (приходящегося на 1 кг выпаренной влаги) расхода теплоты, поступающей от теплогенератора:

$$q_{\tau} = \ell(i_1 - i_2) - c_{\text{ж}}t_1 + q_3 + q_4, \quad (3.89)$$

где i_1, i_2 — удельная энтальпия агента при входе в сушильную установку и выходе из нее, соответственно, $кДж/кг$.

В агрегате, не имеющем дополнительных источников теплоты кроме теплогенератора, процесс нагревания агента сушки выражается уравнением

$$q_{\tau} = \ell(i_1 - i_0); \quad (3.90)$$

$$i_0 = ct_0 + 0,001d_0(2500 + 1,84t_0), \quad (3.91)$$

где i_1 — удельная энтальпия агента сушки после нагревательного устройства, $кДж/кг$; i_0 — удельная энтальпия



влажного воздуха, кДж/кг; c — удельная массовая теплоемкость сухого воздуха, кДж/(кг·град), $c = 1005$ Дж/(кг·град).

Теплота, поступающая с воздухом Q_0 , кДж:

$$Q_0 = Li_0. \quad (3.92)$$

С учетом уравнения (3.93) уравнение теплового баланса преобразуется в следующее выражение:

$$i_1 - i_2 = c_{\text{ж}} t_1 - q_3 - q_4 = \Delta. \quad (3.93)$$

Величина Δ , называемая поправкой на действующую сушилку, характеризует изменение энтальпии сушильного агента в процессе сушки.

3.4.3. ХРАНЕНИЕ СЕЛЬХОЗПРОДУКЦИИ

Хранение сельскохозяйственной продукции является не менее важной задачей, чем ее производство. В основе используемых методов хранения лежит замедление или полное прекращение жизнедеятельности ряда бактерий, т. е. физиологические и биохимические процессы, протекающие с различной интенсивностью в зависимости от состояния окружающей среды: температуры, влажности, состава воздуха и света. Наибольшее распространение получил метод понижения температуры до определенных значений. При хранении относительно небольших масс продукции используют холодильные установки, в некоторых случаях — активное вентилирование. С точки зрения температурных параметров, например при хранении яблок и груш в холодильных установках, установлены их зоны и критические точки:

- точка замерзания, ниже которой в тканях образуется лед, приводящий плод к гибели;
- зона критической температуры, ниже которой в плодах происходят физиологические изменения;
- зона оптимальной температуры хранения, в условиях которой жизненные процессы протекают замедленно и без существенных нарушений;
- повышенные температуры, вызывающие быстрое отмирание плода.



Срок хранения сезонной продукции делится на характерные периоды:

- *лечебный* — дозревание и заживление механических повреждений;
- *охлаждение* — до температуры основного хранения;
- *основной* — до реализации продукта.

Хранение сочного растительного сырья сопровождается процессом выделения биологической теплоты и влаги. По мере перехода от одного периода к следующему оно уменьшается, причем соответственно должны уменьшаться температура и относительная влажность в помещении хранения продукции.

В хранилище желательно соблюдать и газовый состав, например:

- для картофеля: CO_2 — 2...3%; O_2 — 16...18%;
- для капусты — нормальный атмосферный состав воздуха;
- для моркови: CO_2 — 3...4%; O_2 — 8...10%;
- для свеклы: CO_2 — 2...2,5%; O_2 — 9...14%;
- для лука: CO_2 — 5...10%; O_2 — 3...5%.

Следует иметь в виду, что воздух, содержащий кислород до 14%, не поддерживает процесса горения и дыхания.

3.5. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

Окружающая среда — среда обитания человека, которая характеризуется совокупностью физических, химических и биологических факторов, способных при определенных условиях оказывать прямое или косвенное, немедленное или отдаленное воздействие на деятельность и здоровье человека.

Охрана окружающей среды относится к комплексу экологических проблем. *Экология* (от греч. «oikos» — дом и «logos» — наука) — наука об эволюционно сложившихся в природе процессах, о единстве и взаимосвязи ее компонентов.

К понятию «окружающая среда» близко более широкое понятие *биосферы* (греч. «bios» — жизнь и «spharia» — шар). Биосфера — оболочка Земли, в которой развивается жизнь разнообразных организмов, населяющих ее поверхность,



почву, нижние слои атмосферы, гидросферу, и которая представляет собой результат взаимодействия живой и неживой природы. Основоположителем современных представлений о «сфере жизни» (биосфере) является В. И. Вернадский. Он рассматривает биосферу не как простую совокупность живых организмов, а как единую *термодинамическую оболочку* (пространство), в которой осуществляется постоянное взаимодействие всего живого с неорганическими условиями среды. Границы биосферы определяются сферой жизни живого вещества.

Таким образом, окружающая среда имеет следующие составляющие:

- 1) воздушная среда (нижние слои атмосферы);
- 2) водная среда (гидросфера);
- 3) животный мир — фауна (человек, домашние и дикие животные, в том числе рыбы и птицы);
- 4) растительный мир — флора (культурные и дикие растения, в том числе растущие в воде);
- 5) почва (растительный слой);
- 6) недра (верхняя часть земной коры, в пределах которой возможны полезные ископаемые);
- 7) климатическая и акустическая среда.

Биосфера — это *равновесная система*, в которой процессы обмена веществ и энергии происходят за счет жизнедеятельности организмов. В результате развития промышленного производства, энергетики, транспорта *антропогенное* загрязнение биосферы и окружающей среды возросло.

Различается *физическое, химическое и биологическое* загрязнение биосферы и окружающей среды. К физическому загрязнению относится *тепловое* воздействие (загрязнение), которое проявляется в ухудшении состояния земной поверхности и условий жизни человека. Источниками теплового воздействия служат подземные газопроводы (140...160°C), теплотрассы (50...150°C), сборные коллекторы и коммуникации (35...45°C) и т. д.

Наиболее опасно химическое загрязнение, поставляющее в окружающую среду различные химические компоненты, не свойственные ей и в концентрациях, превышающих норму (аэрозоли, химические вещества, тяжелые ме-

таллы, пестициды, пластмассы и др.). Биологическое загрязнение — это проникновение в окружающую среду и биосферу чуждых им растений, животных и микроорганизмов. Особенно загрязняют среду предприятия промышленного биосинтеза. Усиленная эксплуатация природных ресурсов (недр, почвы, растительности и т. п.) ведет к нарушению эволюционно сложившихся процессов и биологического равновесия в природе.

Охрана окружающей среды охватывает широкий круг взаимосвязанных вопросов и аспектов. Ее составные элементы:

1) правовое поле, т. е. нормативно-правовые акты (законы), определяющие критерии безопасности параметров среды;

2) материальный аспект — стимулирование охранной деятельности;

3) инженерный аспект — разработка природоохранной и ресурсосберегающей технологии и техники охраны окружающей среды.

Природоохранная деятельность в основном осуществляется инженерными методами и в двух направлениях.

1. Очистка вредных выбросов в биосферу. Этот путь в чистом виде малоэффективен:

- не всегда позволяет сократить выбросы;
- снижение уровня одного компонента ведет к усилению другого (например, мокрая очистка газовых выбросов в атмосферу ведет к загрязнению воды, а уловленные из отходящих газов и воды вредные вещества загрязняют землю и т. п.);
- в процессе эксплуатации очистных установок отходы с вредными компонентами вырабатываются в меньшем количестве, но с более высокой концентрацией;
- значительные энергетические затраты, также не безопасные для окружающей среды.

2. Устранение самих причин загрязнения окружающей среды:

- разработка малоотходных или безотходных технологий производства для комплексного использования исходного сырья;

- применение экологически чистого исходного сырья;
- изыскание ресурсосберегающих технологий по предотвращению или уменьшению негативного влияния на окружающую среду.

Для того чтобы восстанавливать окружающую среду инженерными (техническими) методами, нужно, чтобы работало *правило одного и десяти* процентов (использовать не более 1% энергетики биосферы и не более 10% — природных территорий).

Загрязнения, образующиеся в процессе производства на предприятии, удаляются в виде

- выбросов в атмосферу;
- сбросов в гидросферу (в водоемы, скважины и т. п.);
- отходов (в установленные места).

Классификация основных методов обезвреживания вредных выбросов в атмосферу.

1. Твердые вещества улавливаются в основном тремя следующими способами:

- *сухим* (в осадительных камерах, циклонах, фильтрах и т. п.);
- *мокрым* (в скрубберах, ротоклонах, масляных фильтрах и т. п.);
- *комбинированным*.

2. Газообразные вещества обезвреживаются следующими методами:

- *абсорбция*, которая основана на переходе поглощенного вещества с поверхности абсорбента в его объем с образованием раствора. Например, для аммиака, хлористого или фтористого водорода в качестве абсорбента используют воду, для ароматических углеводородов — вязкие масла;
- *адсорбция*, которая основана на процессе поглощения веществ в газообразном или растворенном состоянии поверхностью твердых или жидких тел (адсорбентов)*. Адсорбентами являются активированный уголь, глинозем, оксид алюминия, цеолиты или молекулярные сита;

* Адсорбция — это физическое свойство вещества твердых тел с ультрамикроскопической структурой селективно извлекать и концентрировать на своей поверхности отдельные компоненты из газовой смеси.

- *катализ*, при котором токсичные компоненты газовых выбросов превращаются в безвредные или менее вредные вещества за счет введения в систему катализаторов (платины, металлов платинового ряда, оксидов меди и марганца и т. п.);
- *термический метод*, который основан на высокотемпературном дожигании вредных примесей;
- *химический метод* осуществляет очистку дымовых газов, например от SO_2 : промывкой водой, аммиачной или известковой водой;
- *дезодорирование* либо *маскировка газов*.

В целом пылегазоочистка включает в себя два процесса: улавливание загрязненного воздуха и его очистку. Степень улавливания зависит от конструкции устройства. Наиболее эффективны так называемые закрытые уловители: вытяжные шкафы, камеры, в которых создается разрежение. Меньший эффект имеют открытые устройства (70...80%) — зонты-колпаки.

Сепарация пыли из воздушных потоков происходит в результате действия сил тяжести, инерции, электрических, а также в результате молекулярной турбулентной диффузии. На частицу пыли в воздухе в состоянии покоя действует сила тяжести и сила сопротивления. Если частица движется в ламинарном потоке, то в результате совместного действия силы тяжести и силы воздушного потока появляется результирующая сила. Ее вектор зависит от соотношения составляющих сил. Меньшая скорость движения потока уменьшит путь пылинки до ее падения.

На этом принципе основана работа осадительной камеры (рис. 3.29). Для повышения эффективности таких камер уменьшают скорость движения воздушного потока, для этого увеличивают его путь с помощью перегородок, а также поперечное сечение камер или их длину. Более крупная

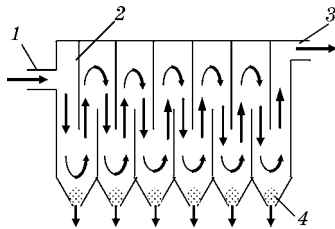


Рис. 3.29

Пылеосадительная камера:

- 1 — запыленный воздух; 2 — перегородки; 3 — очищенный воздух; 4 — уловленная пыль.

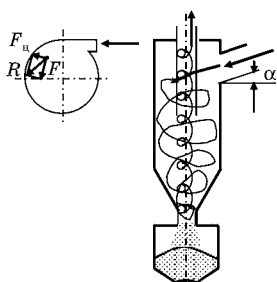


Рис. 3.30
Схема сухого циклона

пыль оседает вблизи от входа запыленного воздуха. Данный тип пылеулавливания надежен в работе, но имеет малый эффект для мелкодисперсной пыли и большие габаритные размеры.

При вихревом движении в сухом циклоне (рис. 3.30) на частицу действует еще и центробежная сила, продвигая ее к периферии. Причем, чем крупнее частица и выше скорость, тем больше центробежная сила. Для более мелкой пыли достижение стенки циклона займет большее время, а значит, ей необходимо пролететь большее расстояние, т. е. циклон должен быть большей высоты либо угол входа запыленного воздуха в циклон α должен быть меньше.

Циклоны с большими углами α имеют большую производительность, меньшее сопротивление, но и меньшую эффективность улавливания.

Инерционные силы используются в инерционных пылеуловителях с жалюзийной решеткой (рис. 3.31).

В мокром циклоне (скруббере) с водяной пленкой, т. е. со смачиванием внутренней поверхности циклона, процесс улавливания происходит за счет смачивания частиц и их стекания вместе с водой в нижнюю часть аппарата. В скрубберах с соплом Вентури захват частиц каплями воды про-

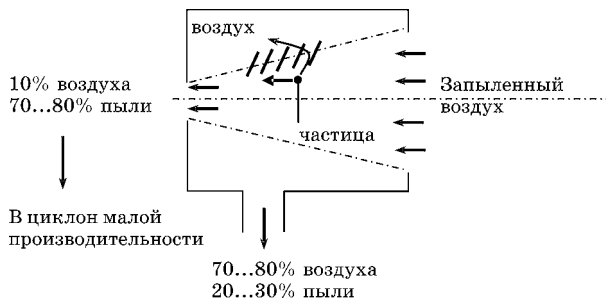


Рис. 3.31
Инерционный пылеуловитель с жалюзийной решеткой



Рис. 3.32
Сопло Вентури

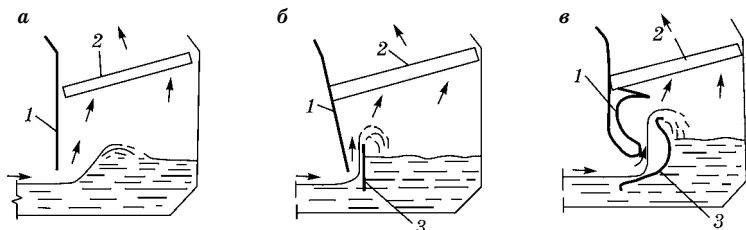


Рис. 3.33
Ротоклон:

а — бесперегородочный; *б* — одноперегородочный; *в* — двухперегородочный; 1 — первоначальный уровень воды; 2 — каплеуловитель; 3 — перегородки.

исходит за счет диффузии (рис. 3.32). За счет молекулярной диффузии происходит процесс коагуляции пыли.

Большое распространение получили водяные перегородочные пылеуловители типа Ротоклон, в основном в конечных каскадах системы пылеуловителей, например после сухих циклонов (рис. 3.33).

Воздух, протекая под перегородкой, выдавливает воду, которая образует криволинейную поверхность, и соприкасается с ней. Пылинки, находясь в воздушном потоке, соприкасаются с водой и уносятся ею.

Мероприятия по снижению запахов сводятся к следующему:

- местная вентиляция;
- адсорбция (активированный уголь и пр.);
- абсорбция (в растворах, например в скрубберах Вентури);
- окисление в пламени ($t = 850...1100^{\circ}\text{C}$, топливо-природный газ-полное сгорание);
- каталитическое окисление ($t = 400...500^{\circ}\text{C}$) — при простом оборудовании малый срок службы катализаторов;

- химическое окисление (с помощью окислителей: озона, перманганатов, гипохлоритов, хлора, двуокиси хлора);
- нейтрализация и маскировка (изменение свойств одоранта при смешивании с более приятными запахами без химического изменения самих одорантов).

Требованиями СП 2.2.1.1312-03 «Гигиенические требования для вновь строящихся и реконструируемых промышленных предприятий» предусмотрено, что для производственных объектов с технологическими процессами, являющимися источниками неблагоприятного воздействия на среду обитания и здоровье человека, устанавливаются *санитарно-защитные зоны (СЗЗ)* в соответствии с санитарной классификацией предприятий, производств, объектов. Размер СЗЗ, ее организация и благоустройство определяются в соответствии с требованиями действующих нормативных документов (СанПиН «Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов»).

В соответствии с классификацией предприятий, сооружений и иных объектов установлено пять величин СЗЗ: 1 класс — 1000 м; 2 класс — 500; 3 класс — 300; 4 класс — 100; 5 класс — 50 м.

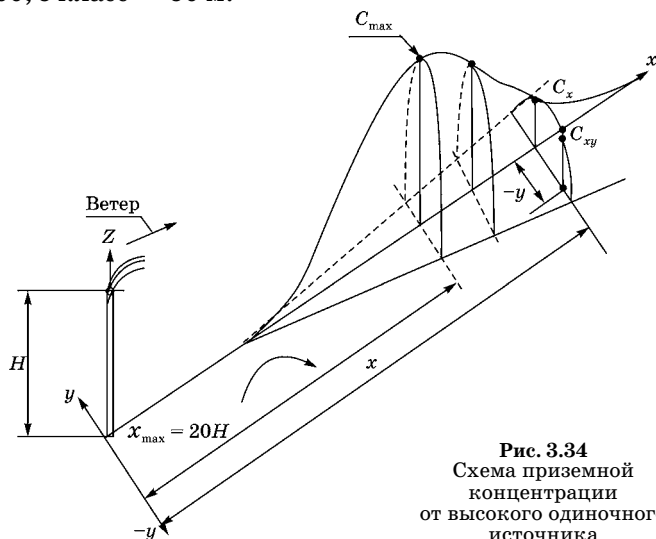


Рис. 3.34
Схема приземной концентрации от высокого одиночного источника

Со стороны жилого массива СЗЗ должна быть засажена деревьями и кустарниками.

Распространение в атмосфере выбрасываемых из труб загрязняющих веществ подчиняется законам турбулентной диффузии.

На рис. 3.34 показано распределение концентрации вредных веществ в атмосфере над факелом организованного высокого источника выброса.

Непосредственно над трубой загрязнение воздуха отсутствует. А на расстоянии $10...40 H$, быстро нарастая, концентрация достигает максимума (в среднем $x_{\max} \approx 20 H$). После точки x_{\max} приземная концентрация медленно убывает вдоль ветровой оси, а дымовой факел расширяется. Концентрация в любой точке А зависит от расстояния x и от смещения y по отношению к ветровой оси.

Максимальная концентрация C_{\max} , мг/м³, создаваемая высоким точечным источником, определяется по формулам:

- для «нагретых» газов:

$$C_{\max} = \frac{AMFm\eta}{H^2 \sqrt[3]{V_1 \Delta T}}; \quad (3.94)$$

- для «холодных» газов

$$C_{\max} = \frac{AMFn\eta k}{\sqrt[4]{H^3}}; \quad (3.95)$$

где A — коэффициент температурной стратификации атмосферы в районе размещения предприятия, ($c^{2/3} \cdot \text{м} \cdot \text{град}^{1/3}$)/г; M — количество выбрасываемого загрязняющего вещества, г/с; F — безразмерный коэффициент, учитывающий оседание частиц загрязнителя в атмосферном воздухе; m , n , k — коэффициенты, учитывающие условия выхода газов из трубы; η — безразмерный коэффициент, учитывающий влияние рельефа местности (задается генеральным проектировщиком предприятия), $\eta = 1, 0...1,3$; H — геометрическая высота источника выброса над уровнем земли, м; V_1 — расход газовой смеси, м³/с; ΔT — разность температур газовой смеси и окружающей среды, °С.

Приземная концентрация в любой точке, расположенной с наветренной стороны от источника, определяется по формуле

$$C = C_{\max} S_1 S_2, \quad (3.96)$$

где S_1 — безразмерная величина, характеризующая изменение приземной концентрации по оси факела в зависимости от отношения расстояния до точки x , м, к расстоянию до точки максимальной концентрации x_{\max} , м; S_2 — безразмерная величина, характеризующая изменение приземной концентрации на расстоянии y , м, по перпендикуляру от оси факела.

3.6. ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ

Перевод сельскохозяйственной продукции на промышленную основу вызвал значительный рост потребления энергии. Переход на рыночные отношения потребовал пересмотра энергетической политики, как в народном хозяйстве, так и в сельском хозяйстве, в частности.

Конкурентоспособность продукции в основном определяют два фактора: качество и себестоимость. Если качество в большей мере определяется строгим соблюдением технологии, то на себестоимость влияют и продуктивность, и экономия средств на приобретение энергетических ресурсов. Постоянный рост цен на энергоресурсы требует поиска новых, альтернативных источников энергии.

К особенностям энергоснабжения сельскохозяйственного производства можно отнести:

- приобретение (за исключением редких случаев) электроэнергии у фирм, реализующих эту продукцию;
- приобретение нефтепродуктов, угля и газа из любых возможных источников;
- производство на местах тепловой энергии для отопления, горячего водоснабжения, пара для технологических нужд;
- заготовка дров в лесной зоне собственными силами.

Поэтому естественно, что энергосбережение существенно скажется на объемах закупки энергоносителей, кото-



рые в значительной мере определяют себестоимость продукции.

Традиционные способы получения энергии путем сжигания органического топлива, запасы которого не безграничны, могут быть заменены *альтернативными*: ветровой энергией, теплом недр, солнечной энергией, энергией падающей воды, а также биогаза — так называемыми *возобновляемыми источниками* энергии. Они обеспечивают около 20% всей потребляемой энергии в мире, в том числе за счет гидроэнергии — 6%.

Таким образом, проблема снижения затрат на энергетическую составляющую производства сельхозпродукции решается двумя способами: первый — *энергосбережение* и второй — использование *альтернативных источников энергии*.

Использование тепла (на технологические нужды, отопление, горячее водоснабжение и вентиляцию) подразумевает его производство, транспортировку и потребление. На всех стадиях процесса имеют место капитальные и эксплуатационные затраты, а также теплотери (рис. 3.35).

Одним из направлений снижения затрат на производство и транспортировку тепла является использование *автоматизированных блочных котельных* полной заводской готовности. Примером могут служить котельные БКИ, работающие на газе и жидком топливе: мощность котельной 470...2558 кВт; КПД — 91,7...92,7%; расход топлива на собственные нужды — 0,5%; габаритные размеры ($l \times b \times h$) — 6058×2438×2590 мм.

Особую значимость такие котельные имеют для негазифицированных районов, в которых наблюдается недостаток жидкого топлива, есть твердое топливо, а также

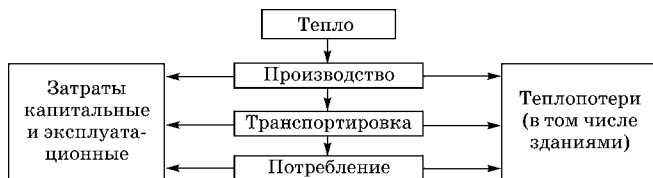


Рис. 3.35

Структура затрат и потерь при использовании тепла

оборудование, работающее на угле. Эти котельные всегда отличались малой степенью механизации. В последнее время появились современные котлы. Например, ОАО «Ку-синский машиностроительный завод» предлагает блочные котельные, с КПД более 80%. Они оснащены устройствами топливоприготовления, углеподачи, шлакоудаления; тягодутьевыми машинами; золоуловителями; установками водоподготовки и т. п.

Челябинская фирма «Тепловые системы» выпускает теплогенераторы для систем воздушного отопления с КПД более 90%, работающие на газе и жидком топливе, мощностью 45, 100, 170, 350, 460, 1000 и 1500 кВт.

Таким образом, можно констатировать, что модульные комплексы производства тепловой энергии обладают меньшей капиталоемкостью, большим КПД и более экономичны. Их близкое расположение к потребителю тепла снижает капитальные и эксплуатационные затраты, а также уменьшает потери тепла при его транспортировке.

Значительное снижение затрат при транспортировке тепла может быть достигнуто за счет применения новых теплоизоляционных материалов и технологий для теплотрасс, например предварительное изолирование пенополиуретаном или эмалирование труб. Увеличение капитальных затрат компенсируется снижением эксплуатационных (увеличением межремонтных сроков, снижением теплопотерь и затрат на новые трубы и монтаж).

Значительные резервы экономии тепловой энергии существуют на уровне потребления. Снижения затрат на теплоснабжение можно добиться за счет:

- *учета* тепловой энергии;
- *балансировки* системы отопления, т. е. задания расходов теплоносителя по всем частям здания, с тем чтобы каждое помещение получило необходимое количество тепла;
- *автоматического регулирования* систем отопления;
- *оптимизации отопления* — быстрого прогрева после ночного понижения температуры перед началом дневного времени.



Важный показатель подачи теплоносителя — разрешающая способность или характеристика запорной арматуры (клапанов, задвижек), т. е. способность управлять его минимальными расходами.

Для систем отопления, горячего водоснабжения и вентиляции в настоящее время предлагаются *тепловые модули* с различной тепловой мощностью. Модуль может быть выполнен с любым типом пластинчатого теплообменника, по любой технологической схеме и с учетом требований для конкретных условий. Пластинчатые теплообменники фирмы ALFA LAVAL (паяные и разборные) обладают следующими достоинствами:

- в три раза компактнее и в шесть раз легче кожухотрубных теплообменников одинаковой мощности;
- эффективнее используют тепловую энергию (КПД до 99%);
- надежнее в работе, проще в установке, не требуют специального фундамента;
- не требуют больших затрат на обслуживание и ремонт.

Важным мероприятием по снижению затрат потребителя можно считать использование *гибких металлопластиковых труб* в системах отопления и водоснабжения. О перспективности их применения при работе в замкнутом контуре свидетельствует большой срок эксплуатации (около 50 лет) и неподверженность коррозии, что предотвращает засоренность систем отопления и продлевает срок службы источников теплоснабжения. Они также хорошо переносят морозы — замерзшая в системе вода лишь деформирует полость, не нарушая ее целостности.

Если сравнивать стоимость материалов, необходимых для производства и монтажа, из полимерных труб, со стоимостью материалов из «черного» металла, то она окажется примерно в 1,5 раза выше. Однако дальше соотношения меняются в пользу труб из металлопластика:

- стоимость монтажного оборудования составляет 60% от соответствующих затрат по трубам из «черного» металла;
- стоимость монтажа равна примерно 60% от соответствующей стоимости по трубам из «черного» металла;



- трудозатраты при аналогичных сопоставлениях едва превышают пятую часть;
- доставка материалов вместе с погрузочно-разгрузочными работами дешевле более чем в 10 раз.

В итоге, приведенная к квадратному метру площади, стоимость металлопластикового трубопровода составляет 97,2% от соответствующего показателя «черных» труб (показатель для оцинкованных труб — 130%).

Источники потерь тепловой энергии и процент потерь показаны на рис. 3.36.

Используемая потребителями тепловая энергия вырабатывается в специальных агрегатах путем сжигания топлива. Степень ее извлечения из топлива и передачи теплоносителю определяется коэффициентом полезного действия (КПД) агрегата. Таким образом, уже при выработке теряется безвозвратно тепловой энергии примерно от 3(5) до 50(60)%.

Транспортирование тепла — мощный источник его потерь. Их величина зависит от расстояния транспортирования, конструкции и состояния транспортных магистралей, эффективности теплоизоляции (организованные потери). Неорганизованные потери в случае аварии на теплотрассах достигают 20...30%.

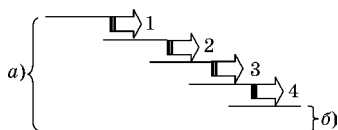
Еще 20...30% тепла теряется из-за отсутствия систем его оптимального потребления (учета; балансировки, автоматического регулирования, контроля систем отопления и пр.).

До 10...15% (в иных случаях и до 50...60%) тепловой энергии теряется из-за несовершенства конструкций зданий и систем вентиляции.

Рис. 3.36

Потери тепловой энергии:

a — энергия топлива (100%); *b* — эффективно потребляемая тепловая энергия (от 95 до 15...20%); 1 — потери при производстве тепловой энергии (от 3...5 до 50...60%); 2 — организованные и неорганизованные тепловые потери при транспортировке тепла (до 20%); 3 — тепловые потери за счет отсутствия систем оптимального потребления тепла (20...30%); 4 — тепловые потери зданий (до 10...15%).



Выбор типа системы теплоснабжения населенного пункта должен быть обоснован видом топлива, компактностью расположения теплопотребителей и пр. КПД котельных по сравнению с крупными производителями тепла (ТЭЦ) ниже на 10...15% при сжигании природного газа и на 15...20% при сжигании угля, но большие по протяженности тепло-трассы от ТЭЦ имеют и большие потери при транспортировке тепла. Увеличение КПД котельных возможно без каких-либо капитальных дополнительных вложений за счет режима оптимальной производительности.

При работе котлов с максимально возможной производительностью их КПД уменьшается, потому что значительно возрастают потери теплоты от химической и механической неполноты сгорания топлива, а также с уходящими газами. В этом случае большое значение имеет мониторинг газов, который позволяет контролировать выбросы загрязняющих веществ и оптимизировать процесс горения.

Работа котлов с максимально возможным КПД ведет к уменьшению их производительности. В групповых котельных это вызывает увеличение числа котлов, а значит, и увеличение капитальных и эксплуатационных затрат. Поэтому решение о выборе режима работы котлов (с максимальным КПД или максимальной производительностью) должно быть принято на основе расчета и сравнения затрат на установку и обслуживание дополнительно-го котла — с одной стороны, и потерь за счет снижения КПД — с другой.

Потеря тепла зданиями происходит в основном по двум причинам:

- через ограждения (стены, остекление оконных проемов, кровля);
- через открытые проемы (двери, форточки пр.).

Потери тепла через стены и остекленные проемы определяются сопротивлением теплопередачи.

Теплопотери через открытые проемы определяются применяемыми системами вентиляции, очистки воздуха в помещении, характером воздухообмена.

Снизить потери тепла через стены возможно двумя путями:



1) увеличением толщины стен из традиционных материалов;

2) применением новых материалов, обладающих малой теплопроводностью с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 0,15 \dots 0,17$ Вт/(м·град), следовательно, большим сопротивлением теплопередаче. В последнее время большое распространение получают многослойные стены с хорошим теплоизолирующим слоем. В этом случае наружные слои вместе с арматурой придают стене несущую способность, внутренние слои служат теплоизолятором.

Для снижения теплотерь через оконные проемы применяют спаренные (ОС) и отдельные переплеты с двойным остеклением (ОР), а также совмещенные спаренный и отдельный переплеты с тройным остеклением (ОРС). Сопротивление теплопередаче ОРС в 1,4 раза выше по сравнению с ОС и в 1,28 раза — по сравнению с ОР.

Сейчас широко используются окна и двери из ПВХ и алюминия с двойным и тройным остеклением (одно- и двухкамерные), обладающие наряду с повышенными эстетическими показателями более высоким сопротивлением теплопередаче.

Основным мероприятием предупреждения потерь тепла через периодически открывающиеся дверные проемы является создание воздушных, воздушно-тепловых завес или, если это возможно, устройство тамбуров («тепловых шлюзов»).

Препятствием для проникновения холодного воздуха через неплотности оконных, дверных проемов, через технологические проемы может служить избыточное давление воздуха внутри помещения.

Важным направлением уменьшения потерь тепла является использование *вторичных энергоресурсов* (ВЭР). Известно, что котельные теряют с уходящими газами значительное количество теплоты. При охлаждении дымовых газов в теплообменниках (пароперегревателях, экономайзерах, воздухоподогревателях) экономия теплоты достигается за счет снижения температуры уходящих газов, а также за счет теплоты конденсированных в них водяных паров.



Использование тепла удаляемого из помещения нагретого вентиляционного воздуха является дополнительным резервом в экономии тепловой энергии.

В целом использование ВЭР для теплоснабжения приобретает все большие масштабы. Экономически это вполне оправданно — затраты на экономию 1 тонны условного топлива за счет использования ВЭР в три-четыре раза меньше затрат на его добычу и транспортировку.

По самым оптимистическим оценкам к XXII столетию окажутся полностью израсходованными не только разведанные запасы всех видов ископаемого органического топлива, но и прогнозные ресурсы. Поэтому XXI век будет для человечества веком поиска путей решения энергетической проблемы. В то же время ресурсы возобновляемой энергии многократно превышают энергетические потребности человечества и могут служить неограниченно долго.

Ежегодно с солнечной энергией на Землю поступает $5 \cdot 10^{24}$ Дж энергии. Солнечное излучение проходит путь от Солнца до Земли $1,5 \cdot 10^8$ км за восемь минут. Начальная интенсивность излучения настолько велика, что в пределах земной атмосферы плотность потока энергии составляет 1360 Вт/м^2 . Эту величину иногда называют *солнечной постоянной*. Однако вследствие различных взаимодействий до поверхности Земли доходит лишь часть этой энергии (25...40%). Кроме того, интенсивность солнечного излучения в любой точке земного шара зависит от времени суток, сезона и географического положения.

При поглощении телом солнечной энергии его температура повышается. На этом явлении основано использование солнечной энергии для отопления, горячего водоснабжения и т. п. Устройства, предназначенные для получения тепла, применяют более широко, чем преобразователи солнечной энергии в электрическую (солнечные батареи). Наиболее известным и освоенным способом преобразования солнечной энергии в тепловую является применение «плоского» коллектора. Коллектор представляет собой короб со стеклянной крышкой, в котором уложены трубки. По трубкам циркулирует жидкость (вода). Наиболее просты по



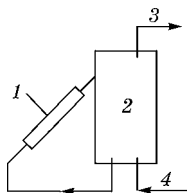


Рис. 3.37
Одноконтурная система гелиотеплоснабжения с естественной циркуляцией:

1 — солнечный коллектор; 2 — бак-аккумулятор, расположенный над коллектором; 3 — труба, по которой горячая вода забирается из бака; 4 — трубопровод, по которому вода подается в бак-аккумулятор.

устройству одноконтурные системы с естественной циркуляцией теплоносителя (рис. 3.37).

Промышленностью освоен выпуск установок для сельских потребителей. Например, на Южном Урале для горячего водоснабжения летней доильной площадки на 400 голов КРС спроектирована гелиоустановка площадью 16 м², объемом бака-аккумулятора 1600 л и мощностью дублирующего источника 12 кВт. Солнечные коллекторы располагаются под углом 25° к горизонту и ориентированы строго на юг. В среднем в течение дня за счет солнечной энергии в июле обеспечено около 80% необходимой тепловой энергии, в августе — 60%. Вода нагревалась до 35...50°С. Экономия топлива в среднем составила 100 (кг у. т.)/(м²·год).

Человечество с древнейших времен использует энергию ветра в своих целях: ветряные мельницы, парусный флот, ветроэнергетические агрегаты. На сегодняшний день в основном решены проблемы преобразования ветровой энергии и доказана возможность развития ветротехники как источника энергии.

Энергия ветра изменяется пропорционально кубу его скорости и поперечного сечения винта ветровой установки, а мощность определяется ометаемой площадью ветряного колеса, скоростью ветра и величиной коэффициента использования его энергии.

В настоящее время ветровые установки используются для подъема воды из скважин, открытых водоемов, а также выработки электрической энергии.

Еще одним видом возобновляемой энергии является использование стока малых рек, так называемая *малая энергетика*. Классификация ООН подразделяет малые ГЭС по мощности: микро — до 100 кВт; мини — от 0,1 до 1 МВт; малые — от 1 до 10 МВт. По величине используемого на-

пора их можно подразделить на три категории: низконапорные — напор менее 20 м; средненапорные — напор от 20 до 75 м; высоконапорные — напор свыше 75 м.

Малые ГЭС могут найти применение для обеспечения электроэнергией изолированных (удаленных) от энергосистемы потребителей и для потребителей, требующих резервирования энергии. Иногда целесообразным считается применение малой ГЭС в комплексе с ветро- и гелиоустановками и другими источниками энергии. Кроме того, гидравлические турбины небольшой мощности могут выступать в качестве самостоятельных приводов различных механических машин (мельниц, насосов и т. п.).

Для работы гидротарана требуется напор в 1,5...2 м. Он используется для подъема воды на высоту до 20...40 м, например для заполнения водонапорных башен. Причем поднимается 10...15% воды, прошедшей через гидротаран. Этот аппарат циклического действия, точно настроенный на параметры перепада высот водостока, не требует подвода дополнительной энергии.

Все большее распространение в мире приобретает такой вид возобновляемой энергии, как биогаз — продукт переработки биомассы. Процесс превращения биомассы в энергию называется *биометанообразованием* или *метановым брожением*. Он был открыт в 1776 г. Вольтом, который установил наличие метана в болотном газе.

Биогаз представляет собой смесь из метана (65%), углекислого газа (30%), сероводорода (1%) и незначительных количеств азота, кислорода, водорода, окиси углерода. Энергия, заключенная в 1 м³ биогаза (20...25 МДж), эквивалентна энергии 0,6 м³ природного газа; 0,74 л нефти; 0,66 л дизельного топлива.

Для получения биогаза в качестве биомассы наряду с отходами растениеводства могут использоваться экскременты сельскохозяйственных животных, солома, ветки деревьев и т. п.

Геотермальная энергия представляет собой естественное тепло нашей планеты. Однако распределение геотермального тепла по поверхности Земли крайне неравномерно. В России эксплуатируются месторождения геотермальных



вод на Сахалине, Камчатке, Курильских островах, в Краснодарском и Ставропольском краях и Ингушетии. Одним из перспективных направлений использования геотермальной энергии является строительство тепловых электростанций (ГеоТЭЦ).

Использовать низкопотенциальное тепло Земли (с плотностью потока энергии до доли ватта на квадратный метр) можно лишь в сочетании с термотрансформатором или тепловым насосом.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что такое теплотворная способность топлива?
2. Что такое условное топливо?
3. Виды слоевых топок.
4. Что такое горение?
5. Что такое коэффициент избытка воздуха?
6. Тепловой баланс котельного агрегата.
7. Как определяется КПД котла?
8. В чем отличие газотрубных котлов от водотрубных?
9. Для чего производят химподготовку воды для котлов?
10. Как называются котлы, использующие тепло дымовых газов от другого технологического оборудования?
11. Для чего в котельных установках используются экономайзеры, воздухоподогреватели и пароперегреватели?
12. Как определяется мощность системы отопления?
13. Назовите составляющие теплового баланса здания.
14. Как определяются теплотери через ограждающие конструкции здания?
15. Что такое система отопления?
16. Какие требования предъявляются к системе отопления?
17. Как классифицируются системы отопления по взаимному расположению основных элементов; применяемому теплоносителю; характеру передачи тепловой энергии в помещение?
18. Какие требования предъявляются к отопительным приборам?
19. За счет чего осуществляется естественная циркуляция теплоносителя в водяных системах отопления?
20. Как классифицируются системы воздушного отопления?
21. Цели и задачи вентиляции и кондиционирования воздуха.
22. Как классифицируются виды и системы вентиляции?
23. Методы расчета воздухообмена помещений.
24. Назовите назначение и возможности *id*-диаграммы для вентиляционных расчетов.
25. Для чего выполняется аэродинамический расчет вентиляционных сетей?



26. Виды потерь давления в вентиляционных сетях.
27. Как осуществляется выбор элементов вентиляционной сети: жалюзийных решеток; калориферов; вентиляторов; мощности электродвигателей вентиляторов; воздуховыбросных шахт?
28. Что подразумевается под сушкой сельскохозяйственной продукции?
29. Как классифицируются способы сушки продукции?
30. Как определить тепловой баланс сушильной установки?
31. Что лежит в основе используемых методов хранения сельскохозяйственных продуктов?
32. Назвать характерные периоды хранения сезонной продукции.
33. Что подразумевается под окружающей средой?
34. Какие составляющие имеет окружающая среда?
35. Как классифицируются загрязнения, образующиеся в процессе производства?
36. Как классифицируются основные методы обезвреживания вредных выбросов в атмосферу?
37. Назовите основные способы и устройства улавливания твердых выбросов.
38. Назовите основные способы обезвреживания газообразных выбросов.
39. Как рассчитываются приземные концентрации вредных выбросов от одиночного высокого источника?
40. Как определяются предельно допустимые выбросы?
41. Какие особенности имеются в энергоснабжении сельскохозяйственного производства?
42. Какими путями решается проблема снижения затрат на энергетическую составляющую производства сельхозпродукции?
43. Какова структура затрат и потерь при использовании тепла?
44. Каковы пути снижения потерь и затрат при производстве тепла?
45. Каковы пути снижения затрат и теплопотерь при транспортировании и потреблении тепла?

ЛИТЕРАТУРА

1. *Амерханов, Р. А.* Теплотехника / Р. А. Амерханов, Б. Х. Драганов. М., 2006.
2. *Базаров, Е. И.* Агрорэнергетика / Е. И. Базаров [и др.]. М. : Агропромиздат, 1987.
3. *Богословский, В. Н.* Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха / В. Н. Богословский [и др.]; под ред. Н. Н. Павлова, Ю. И. Шиллера. М. : Стройиздат, 1992.
4. *Богусловский, Л. Д.* Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха : справ. пособие / Л. Д. Богусловский [и др.]; под ред. Л. Д. Богусловского, В. И. Ливчака. М. : Стройиздат, 1990.
5. *Баркалов, Б. В.* Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха / Б. В. Баркалов, Н. Н. Павлов, С. С. Амирджаков [и др.]; под ред. Н. Н. Павлова, Ю. И. Шиллера. М. : Стройиздат, 1992.
6. *Белов, С. В.* Охрана окружающей среды / С. В. Бшелов [и др.]. М. : Высшая школа, 1991.
7. ГН 2.1.6.696-98. Ориентировочно безопасные уровни воздействия (ОБУВ) загрязняющих веществ в атмосферном воздухе населенных мест / Минздрав России. М., 1998.
8. ГН 2.2.5.686-98. Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны / Минздрав России. М., 1998.
9. ГН 2.1.6.695-98. Предельно допустимые концентрации (ПДК) загрязняющих веществ в атмосферном воздухе населенных мест / Минздрав России. М., 1998.
10. ГОСТ 30494-96. Жилые здания и общественные. Параметры микроклимата в помещении.
11. *Гусев, Ю. Л.* Основы проектирования котельных установок / Ю. Л. Гусев. М. : Стройиздат, 1973.
12. *Драганов, Б. Х.* Теплотехника и применение теплоты в сельском хозяйстве / Б. Х. Драганов, А. В. Кузнецов, С. П. Рудобашта. М. : Агропромиздат, 1990.
13. *Дроздов, В. Ф.* Отопление и вентиляция. В 2 ч. Ч. 2. Вентиляция / В. Ф. Дроздов. М. : Высшая школа, 1984.
14. *Захаров, А. А.* Применение теплоты в сельском хозяйстве / А. А. Захаров. М. : Агропромиздат, 1986.



15. *Квашнин, И. М.* Промышленные выбросы в атмосферу. Инженерные расчеты и инвентаризация / И. М. Квашнин. М. : АВОК-ПРЕСС, 2005.
16. *Кириллин, В. А.* Техническая термодинамика / В. А. Кириллин, В. В. Сычев, А. Е. Шейндлин. М. : Энергия, 1974.
17. *Кириллин, В. А.* Техническая термодинамика / В. А. Кириллин. М. : Энергия, 1999.
18. *Круглов, Г. А.* Естественная вентиляция / Г. А. Круглов, Р. И. Булгакова, В. М. Ророкин, А. О. Булгаков. Челябинск : ЮУрГУ, 2006.
19. *Круглов, Г. А.* Мониторинг и энергосбережение в системах отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха / Г. А. Круглов, А. Н. Купин. Челябинск : Рекпол, 1998.
20. *Круглов, Г. А.* Оформление текстовой и графической документации / Г. А. Круглов, Р. И. Булгакова, Н. Т. Магнитова. Челябинск : ЧГАУ, 2004.
21. *Кудинов, В. А.* Техническая термодинамика / В. А. Кудинов, Э. М. Карташов. М. : Высшая школа, 2000.
22. *Кузовлев, В. А.* Техническая термодинамика и основы теплопередачи / В. А. Кузовлев. М. : Высшая школа, 1975.
23. *Лаптев, И. П.* Сельское хозяйство и охрана природы / И. П. Лаптев. М. : Колос, 1982.
24. *Литвин, А. М.* Теоретические основы теплотехники / А. М. Литвин. М. : Энергия, 1969.
25. *Лозановская, И. Н.* Экология и охрана биосферы при химических загрязнениях / И. Н. Лозановская, Д. С. Орлов, Л. К. Садовникова. М. : Высшая школа, 1998.
26. *Лукашин, В. Н.* Теплотехника / В. Н. Лукашин, М. Г. Шатров, Т. М. Камфер [и др.]; под ред. В. Н. Лукашина. М. : Высшая школа, 2000.
27. *Нащекин, В. В.* Техническая термодинамика / В. В. Нащекин. М. : Высшая школа, 1980.
28. *Недуждый, И. А.* Техническая термодинамика и теплопередача / И. А. Недуждый, А. Н. Алабовский. Киев : Головное изд-во., 1981.
29. Отопление и вентиляция. В 2 ч. Ч. 2. Вентиляция / под ред. В. Н. Богословского. М. : Стройиздат, 1976.
30. *Рабинович, О. М.* Сборник задач по технической термодинамике / О. М. Рабинович. М. : Машиностр., 1973.
31. *Родионов, А. И.* Техника защиты окружающей среды / А. И. Родионов [и др.]. М. : Химия, 1989.
32. *Рудобашта, С. П.* Тепло- и водоснабжение сельского хозяйства / С. П. Рудобашта, Н. И. Барановский, Б. Х. Драганов; под ред. С. П. Рудобашты. М. : Колос, 1997.
33. СанПиН 2.2.4.548-96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений.
34. СанПиН 2.1.2.1002-00. Санитарно-эпидемиологические требования к жилым зданиям и помещениям.
35. СНиП 2.10.03-8. Животноводческие, птицеводческие и звероводческие здания и помещения.
36. СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование.
37. СНиП 23-01-99. Строительная климатология.
38. *Шюле, В.* Техническая термодинамика : Пер. с нем. / В. Шюле. М. ; Л. : Гл. ред. энергет. лит., 1935.
39. *Юдаев, Б. Н.* Техническая термодинамика / Б. Н. Юдаев. Теплопередача. М. : Высшая школа, 1988.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	5
1. Основы технической термодинамики	6
1.1. Основные понятия и определения	6
1.1.1. Параметры состояния рабочего тела	6
1.1.2. Газовые смеси	10
1.1.3. Теплоемкость газов	12
1.1.4. Термодинамический процесс	14
1.1.5. Круговой процесс	17
1.1.6. Первый закон термодинамики. Энтальпия	19
1.1.7. Второй закон термодинамики. Энтропия	22
1.2. Основные термодинамические процессы	25
1.2.1. Изохорный процесс	25
1.2.2. Изобарный процесс	27
1.2.3. Изотермический процесс	29
1.2.4. Адиабатный процесс	31
1.2.5. Политропный процесс	35
1.3. Круговые процессы (циклы)	39
1.3.1. Цикл Карно	39
1.3.2. Обратный цикл Карно	42
1.3.3. Циклы ДВС	43
1.3.4. Цикл газотурбинной установки (ГТУ)	48
1.3.5. Цикл идеального компрессора	51
1.3.6. Цикл воздушно-компрессорной холодильной установки	58
1.3.7. Принцип работы теплового насоса	61
1.4. Пар	63
1.4.1. Физическое состояние вещества	63
1.4.2. Процесс парообразования в pv -координатах	64
1.4.3. Процесс парообразования в Ts -координатах	69
1.4.4. Диаграмма водяного пара в is -координатах	71
1.4.5. Цикл Ренкина паросиловой установки	73
1.4.6. Цикл паровой компрессорной холодильной установки	76
1.4.7. Цикл абсорбционной холодильной установки	78

1.5. Влажный воздух	80
1.5.1. Общие понятия	80
1.5.2. Характеристики влажного воздуха	83
1.5.3. Параметры влажного воздуха	85
1.5.4. Тепловлажностные характеристики	86
1.5.5. <i>id</i> -диаграмма влажного воздуха	87
2. Основы теплопередачи	94
2.1. Основы теории теплообмена	94
2.1.1. Основные понятия и определения	94
2.1.2. Способы распространения теплоты	95
2.1.3. Теплопроводность	96
2.1.4. Конвективный теплообмен	99
2.1.5. Лучистый теплообмен	103
2.2. Теплопередача	105
2.2.1. Теплопередача через ограждающие конструкции зданий	105
2.2.2. Теплообменные аппараты	107
3. Применение теплоты в сельском хозяйстве	112
3.1. Котельные установки	112
3.1.1. Топливо, его виды и характеристики	112
3.1.2. Горение топлива	114
3.1.3. Котлы и котельные установки	120
3.1.4. Тепловой баланс котельного агрегата	126
3.1.5. Вспомогательное оборудование, системы и устройства котельных установок	128
3.2. Отопление	133
3.2.1. Мощность (производительность) систем отопления	133
3.2.2. Общие сведения о системах отопления	135
3.2.3. Отопительные (нагревательные) приборы	138
3.2.4. Системы водяного отопления	143
3.2.5. Воздушное отопление	149
3.3. Вентиляция и кондиционирование воздуха	153
3.3.1. Классификация видов и систем вентиляции	154
3.3.2. Расчет воздухообмена	157
3.3.3. Расчет вентиляционных сетей	167
3.4. Сушка и хранение сельскохозяйственной продукции ..	175
3.4.1. Способы сушки	175
3.4.2. Расход тепла на сушку сельхозпродукции	177
3.4.3. Хранение сельхозпродукции	182
3.5. Охрана окружающей среды	183
3.6. Энергосбережение	192
Литература	204

*Геннадий Александрович КРУГЛОВ
Руфина Ивановна БУЛГАКОВА
Елена Семеновна КРУГЛОВА*

ТЕПЛОТЕХНИКА

Учебное пособие

Зав. редакцией инженерно-технической литературы *Б. Г. Физулов*
Художественный редактор *С. Ю. Малахов*
Редактор *А. О. Брезман*
Корректоры *И. А. Короткова, А. М. Плетнева*
Подготовка иллюстраций *Н. А. Платонова*
Выпускающие *Е. А. Антипова, О. В. Шилкова*

ЛР № 065466 от 21.10.97
Гигиенический сертификат 78.01.07.953.П.004173.04.07
от 26.04.2007 г., выдан ЦГСЭН в СПб

Издательство «ЛАНЬ»

lan@lpbl.spb.ru; www.lanbook.com
192029, Санкт-Петербург, Общественный пер., 5.
Тел./факс: (812) 412-29-35, 412-05-97, 412-92-72.
Бесплатный звонок по России: 8-800-700-40-71

ГДЕ КУПИТЬ

ДЛЯ ОРГАНИЗАЦИЙ:

Для того, чтобы заказать необходимые Вам книги, достаточно обратиться в любую из торговых компаний Издательского Дома «ЛАНЬ»:

по России и зарубежью

«ЛАНЬ-ТРЕЙД». 192029, Санкт-Петербург, ул. Крупской, 13
тел.: (812) 412-85-78, 412-14-45, 412-85-82; тел./факс: (812) 412-54-93
e-mail: trade@lanpbl.spb.ru; ICQ: 446-869-967
www.lanpbl.spb.ru/price.htm

в Москве и в Московской области

«ЛАНЬ-ПРЕСС». 109263, Москва, 7-ая ул. Текстильщиков, д. 6/19
тел.: (499) 178-65-85; e-mail: lanpress@ultimanet.ru

в Краснодаре и в Краснодарском крае

«ЛАНЬ-ЮГ». 350072, Краснодар, ул. Жлобы, д. 1/1
тел.: (861) 274-10-35; e-mail: lankrd98@mail.ru

ДЛЯ РОЗНИЧНЫХ ПОКУПАТЕЛЕЙ:

интернет-магазины:

«Сова»: <http://www.symplex.ru>; «Ozon.ru»: <http://www.ozon.ru>

«Библион»: <http://www.biblion.ru>

также Вы можете отправить заявку на покупку книги
по адресу: 192029, Санкт-Петербург, ул. Крупской, 13

Подписано в печать 10.02.10.

Бумага офсетная. Гарнитура Школьная. Формат 84×108^{1/32}.

Печать офсетная. Усл. п. л. 10,92. Тираж 1500 экз.

Заказ № _____

Отпечатано в полном соответствии
с качеством предоставленных диапозитивов
в ОАО «Издательско-полиграфическое предприятие «Правда Севера».
163002, г. Архангельск, пр. Новгородский, д. 32.
Тел./факс (8182) 64-14-54; www.iprps.ru

