

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
СТАВРОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

А. А. Яновский

ТЕПЛОТЕХНИКА

Учебное пособие

Ставрополь
2020

Серия «Учебники для вузов. Специальная литература»

Рецензенты:

*А. Я. Симоновский – профессор кафедры общей и теоретической физики
Северо-Кавказского федерального университета,
д.ф.-м.н., профессор*

*А. В. Ефанов – заведующий кафедрой электроснабжения и эксплуатации
электрооборудования
Ставропольского государственного аграрного университета,
к. т. н., доцент*

Яновский, А. А.

Я64 Теплотехника : учебное пособие. – Ставрополь : СЕКВОЙЯ, 2020. –
128 с. : ил. – (Учебники для вузов. Специальная литература).

**УДК 621.1.016
ББК 31.31**

В учебном пособии изложены основы технической термодинамики, теории теплопроводности и применения теплотехники в сельском хозяйстве, составляющие необходимый и достаточный объем материала для знакомства с дисциплиной «Теплотехника» и последующего самостоятельного углубления знаний в различных областях прикладной теплотехники.

Пособие предназначено для студентов, обучающихся по специальности 23.03.03. – «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» и 35.03.06. – «Агроинженерия».

РАЗДЕЛ 1. ОСНОВЫ ТЕРМОДИНАМИКИ

1. ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

1.1. Основные понятия и определения термодинамики

Классическая термодинамика, представляющая собой раздел физики, является наукой о взаимном превращении механической работы и теплоты. В ее основе лежат фундаментальные законы природы. Разработка и совершенствование тепловых машин и установок, эффективное использование энергии и материальных ресурсов без использования методов термодинамики невозможно в современном мире. Совокупность инженерных разработок и приложений термодинамики образуют ее раздел, называемый *технической термодинамикой*. Рассмотрим основные понятия и определения, которые используют в технической термодинамике и в термодинамике вообще.

Объектом исследования в термодинамике является *термодинамическая система*, представляющая собой совокупность материальных тел, находящихся во взаимодействии с окружающей средой. Например, для газа, находящегося в цилиндре с поршнем, окружающей средой является поршень, цилиндр и воздушное пространство вокруг них. Если в термодинамической системе нет поверхности раздела, то ее называют *гомогенной* (лед, вода, пар), в случае если термодинамическая система состоит из двух тел и, соответственно, присутствует поверхность раздела, ее называют *гетерогенной* (лед и вода, вода и пар и т. д.).

Термодинамическая система может быть *изолированной*, *полуизолированной* и *неизолированной*. Изолированная термодинамическая система не обменивается теплотой и работой с окружающей средой, в полуизолированной возможен обмен *либо* теплотой, *либо* работой, неизолированная обменивается с окружающей средой и теплотой и работой.

Любое превращение теплоты в работу и наоборот, возможно только посредством *рабочего тела*. Рабочим телом называют тело, при помощи которого в тепловых машинах и установках получают работу или теплоту. Например, в холодильных установках рабочим телом является фреон, в паросиловых установках – пар и т. д. В большинстве случаев в технической термодинамике рабочим телом является газ. Это связано с тем, что тела совершают работу только при расширении. При подведении тепла наибольшей способностью к расширению обладают тела, которые находятся в газообразном состоянии.

Любое равновесное состояние термодинамической системы характеризуется *давлением, удельным объемом, температурой*. Это основные параметры термодинамической системы.

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

$$p = \frac{F_n}{S}, \quad (1.1)$$

где F_n – нормальная составляющая силы, Н; S – площадь поверхности, на которую действует нормальная составляющая силы, м².

За единицу давления принят «паскаль»: 1 Па = Н/м². В практике используют обозначения «килопаскаль» (кПа), «мегапаскаль» (МПа). В технике используют и внесистемные единицы измерения давления: техническая атмосфера 1 ат = 1 кгс/см² = 10⁴ кгс/м² = 9,81 · 10⁴ Па = 0,981 бар.

Термодинамическим параметром состояния может быть только *абсолютное (полное) давление*. Давление в замкнутом пространстве называется *абсолютным*, оно отсчитывается от абсолютного нуля давления или абсолютного вакуума. Оно может быть больше или меньше атмосферного давления:

$$p_{абс} = p_{бар} + p_{изб} \quad (1.2)$$

$$p_{абс} = p_{бар} - p_{вак},$$

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

Избыточное давление измеряется манометрами, разрежение (или «вакуум – недостача давления в системе до атмосферного давления») – вакуумметрами. Таким образом, манометры и вакуумметры показывают не абсолютное (полное) давление, а разность между абсолютным и атмосферным давлением.

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

$$v = \frac{V}{m}, \quad (1.3)$$

где V – объем произвольного количества вещества, м^3 ; m – масса этого вещества, кг.

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

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{1}{v}, \quad (1.4)$$

Температура характеризует степень нагрева тела. Она пропорциональна средней кинетической энергии поступательного движения молекул:

$$T = \frac{2}{3k_B} \frac{mw^2}{2}, \quad (1.5)$$

где m – масса молекулы; w – средняя квадратичная скорость поступательного движения молекул; k_B – постоянная Больцмана, $k_B = 1,38 \cdot 10^{-23}$ Дж / К.

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. С приближением температуры к абсолютному нулю интенсивность теплового движения молекул стремится к нулю.

Кроме термодинамической (абсолютной) шкалы Кельвина применяется и Международная практическая стоградусная 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 определяется соотношением:

$$T \text{ К} = 273,15 + t \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (1.6)$$

Под термодинамическим процессом понимается совокупность состояний, которые последовательно проходит термодинамическая система при взаимодействии с окружающей средой. Состояние термодинамической системы может быть *равновесным*, в этом случае *все* параметры состояния системы (давление, удельный объем и температура) одинаковы *во всех точках* занимаемого ей объема. В неравновесном состоянии это условие не выполнено. Один из постулатов термодинамики гласит, что всякая изолированная термодинамическая система с течением времени приходит в состояние термодинамического равновесия и не может самопроизвольно выйти из него.

Температура, при которой вода может одновременно находиться в виде жидкой, твердой и газообразной фазы в равновесном состоянии называется *тройной точкой*. Эта температура равна $T = 273,16 \text{ К}$, в градусах Цельсия $t = 0,01 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

1.2. Теплоемкость газа и ее виды

Истинная теплоемкость рабочего тела определяется отношением количества подведенной (отведенной) к единице количества (кг, моль или м^3) рабочего тела теплоты при бесконечно малом изменении его состояния к связанному с этим изменению температуры рабочего тела:

$$C = \lim_{\Delta T \rightarrow 0} \frac{\Delta Q}{\Delta T} = \frac{dQ}{dT}, [\text{Дж/К}] \quad (1.7)$$

Теплоемкость зависит от внешних условий и характера процесса, при котором происходит подвод или отвод теплоты. Вообще говоря, теплоемкость идеальных газов зависит от температуры газа и увеличивается при ее повышении. На практике же, при расчетах эту зависимость считают линейной.

По единице (кг, моль или м³) количества рабочего тела различают массовую c , молярную c_μ и объемную c' удельные теплоемкости:

$$\begin{aligned} c &= \frac{C}{m} \text{ [Дж/кг} \cdot \text{К]}, \\ c_\mu &= \frac{C}{N} \text{ [Дж/моль} \cdot \text{К]}, \\ c' &= \frac{C}{V} \text{ [Дж/м}^3 \cdot \text{К]}. \end{aligned} \quad (1.8)$$

Если решение задачи требует вычислений в широком температурном диапазоне, то используется *средняя теплоемкость*:

$$c_m = \frac{c|_0^{t_2} t_2 - c|_0^{t_1} t_1}{t_2 - t_1}, \quad (1.9)$$

где $c|_0^{t_1}$, $c|_0^{t_2}$ средние значения теплоемкостей, приводимые в таблицах в температурном интервале от 0 °С до t_1 и 0 °С до t_2 . В интервале температур от –50°С до +150 °С зависимостью теплоемкости от температуры пренебрегают, используя значение теплоемкости вещества рабочего тела для температуры 0 °С.

Широкое применение в термодинамике имеют теплоемкости при постоянном давлении c_p и при постоянном объеме c_v (изобарная и изохорная теплоемкости). В термодинамике важное значение имеет соотношение теплоемкостей c_p и c_v , которое обозначается буквой k и называется *показателем адиабаты*:

$$k = \frac{c_p}{c_v}. \quad (1.10)$$

Для одноатомного газа показатель адиабаты $k=1,67$, для двухатомного

$k=1,40$, для трех- и многоатомного $k=1,29$.

Количество теплоты q , Дж, подводимой или отводимой в термодинамическом процессе, можно вычислить по следующим формулам:

$$q = mc_m(t_2 - t_1),$$

$$q = Vc'(t_2 - t_1),$$

$$q = Nc_\mu(t_2 - t_1).$$

Связь между теплоемкостями определяется уравнением Майера:

$$c_p - c_v = R, \quad (1.11)$$

где $R=8,341$ [Дж/моль·К] – универсальная газовая постоянная. R представляет собой работу, которую выполняет 1 моль идеального газа при изобарическом расширении при его нагревании на 1 К.

1.3. Уравнение состояния

Уравнение, которое устанавливает связь между давлением, температурой и удельным объемом среды постоянного состава, называется термическим уравнением состояния. Таким образом, уравнение состояния имеет две независимые переменные, которыми могут выступать любые два параметра из трех: p , v , T . Например, если принять за независимые переменные v и T , то уравнение состояния можно записать как функцию $p=f(v, T)$.

Так как функция двух независимых переменных представляет собой некоторую поверхность в трехмерной системе координат, то ее «чтение» и интерпретация представляется затруднительной. На практике рассматривают изменение двух параметров, а третий остается постоянным. Это позволяет строить графики в двухмерной системе координат, анализировать которые гораздо проще. Графики в таких системах координат называют диаграммами состояния вещества. Наиболее часто применяют диаграммы с координатами pv , pT , vT , Ts , is . Параметры s – энтропия, i – энтальпия, о них речь пойдет позже.

Для каждого из веществ характер функциональной связи индивидуален и уравнение состояния имеет определенный вид. Проблема построения уравнения состояния в настоящее время окончательно не решена даже для реальных газов, не говоря уже о жидких и твердых телах. Теория уравнения состояния разработана только для *идеальных газов*, т.е. для газов имеющих малую плотность, между частицами, которого нет дальнедействующих сил притяжения или отталкивания, а время взаимодействия между частицами пренебрежимо мало по сравнению со средним временем между столкновениями. Потенциальная энергия взаимодействия между частицами идеального газа считается пренебрежимо малой по сравнению с их кинетической энергией.

Уравнение состояния идеального газа впервые было получено Клапейроном в 1834 г. Это удалось сделать путем объединения уравнений описывающих законы Бойля-Мариотта и Гей-Люссака (о законах идеальных газов речь пойдет ниже). Уравнение состояния идеальных газов имеет вид

$$pv = R_u T, \quad (1.12)$$

Здесь R_u – *удельная* газовая постоянная, отнесенная к массе газа, равной 1 кг [Дж/кг·К]. Уравнение (1.12) записано для 1 кг газа. Для произвольной массы m уравнение принимает вид:

$$pV = mR_u T, \quad (1.13)$$

V – объем газа, м³.

Уравнение (1.12), описывающее поведение идеальных газов, может быть применено для реальных газов с малой плотностью в условиях высоких температур. Умножим обе части уравнения (1.12) на молярную массу $\mu = m / N$, [кг/моль], N – число молей вещества, получим:

$$pV_\mu = RT, \quad (1.14)$$

где V_μ – объем, занимаемый одним молем газа, $V_\mu = v\mu$; R – *универсальная* газовая постоянная, которая одинакова для всех газов. Уравнение (1.14) было выведено Д.И. Менделеевым в 1874 г. и называется уравнением Клапейрона-

Менделеева.

В СИ единицей количества вещества принят моль, равный количеству вещества системы, в которой содержится столько же структурных элементов (атомов, ионов, молекул, электронов или других частиц) сколько атомов находится в 0,012 кг изотопа углерода ^{12}C .

Молярным объемом $[\text{м}^3/\text{моль}]$ вещества называется величина, определяемая как отношение объема, занимаемого N молями вещества, к числу этих молей:

$$V_\mu = V / N, \quad (1.15)$$

где V - объем газа в м^3 . Авогадро в 1811 г. доказал, что в равных объемах различных газов при одинаковых температурах и давлениях содержится одинаковое число молекул. Число молекул газа определяется числом Авогадро $N_A = 6,022 \cdot 10^{23} \text{ моль}^{-1}$. Из закона Авогадро следует, что при одинаковых температурах и давлениях плотности газов изменяются пропорционально их молярным массам:

$$\rho_1 / \rho_2 = \mu_1 / \mu_2. \quad (1.16)$$

Отсюда можно сделать вывод, что $\rho_1 \mu_1 = \rho_2 \mu_2 = \rho \mu = \text{const.}$ Следовательно, при одинаковых температурах и давлениях один моль различных газов занимает одинаковый объем. При нормальных условиях один моль идеального газа равен 22,41 л.

2. ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗАХ.

2.1. Первый закон термодинамики

Первый закон термодинамики или первое начало термодинамики в общем виде представляет собой закон сохранения и превращения энергии. Существует несколько формулировок первого начала термодинамики:

1. Все подведенное к рабочему телу тепло расходуется на изменение его внутренней энергии и совершение работы расширения.
2. Внутренняя энергия изолированной термодинамической системы есть величина постоянная.
3. Невозможно построить такую периодически действующую машину, с помощью которой можно было бы совершить полезную работу без затраты энергии извне, т. е. получая энергию из нечего. Подобное «устройство» называют вечным двигателем первого рода, построение которого невозможно в соответствии с законом сохранения энергии.
4. В наиболее общем виде можно сказать, что энергия не исчезает и не возникает вновь, она лишь переходит из одного вида в другой в различных физических процессах.

Математически 1-й закон термодинамики выражается соотношением:

$$dq = du + dl = du + pdv, \quad (2.1)$$

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

В 1843 году Джоуль сформулировал *закон идеальных газов*: внутренняя энергия идеального газа зависит лишь от его температуры. Это связано с тем, что потенциальная энергия идеального газа равна нулю, т.к. 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.

Рассмотрим процесс подвода теплоты к рабочему телу массой 1 кг, заключенному в сосуд постоянного объема. Это позволит получить выражение для изменения внутренней энергии произвольного рабочего тела. Так как объем тела в этом случае не изменяется, то не совершается работа изменения объема и вся подводимая теплота расходуется только на увеличение его внутренней энергии:

$$dq = du. \quad (2.2)$$

В связи с тем, что процесс является изохорным, можно записать:

$$dq = c_v dT, \quad (2.3)$$

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

$$du = c_v dT, \quad (2.4)$$

Проинтегрировав (2.4) получаем:

$$u_2 - u_1 = c_v (T_2 - T_1). \quad (2.5)$$

Рассмотрим еще одну форму записи первого закона термодинамики, введя понятие *энтальпии* – одной из *функции состояния* термодинамической системы.

Найдем дифференциал произведения pv :

$$d(pv) = pdv + vdp, \quad (2.6)$$

откуда:

$$pdv = d(pv) - vdp. \quad (2.7)$$

Подставив (2.7) в (2.1), получим:

$$dq = du + d(pv) - vdp, \quad (2.8)$$

или

$$dq = d(u + pv) - vdp. \quad (2.9)$$

Обозначим $i = u + pv$, тогда (2.9) примет вид:

$$dq = di - vdp, \quad (2.10)$$

Величина i называется *удельной энтальпией*, Дж/кг. Она является функцией состояния термодинамической системы, так как выражается через внутреннюю энергию u , и другие параметры системы, являющиеся функциями состояя – давление p и удельный объем v . Уравнение (2.10) 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. Теплота, подведенная при *постоянном давлении*, идет только на изменение энтальпии данной системы, т.е. при $p = \text{const}$,

$$dq = di. \quad (2.11)$$

Это выражение часто используется в расчетах, так как большое число технических и технологических процессов подвода теплоты идет в теплоэнергетике при $p = \text{const}$ (в паровых котлах, камерах сгорания газовых турбин, теплообменных аппаратах и т. д.).

Так как $di = du + d(pv) = c_v dT + R dT$, то $di = (c_v + R)dT$, с учетом закона Майера $c_p - c_v = R$ получаем

$$di = c_p dT \quad (2.12)$$

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

2.2. Термодинамические процессы в идеальных газах.

В зависимости от постоянства одного из параметров системы или принципиальных условий, в которых протекает процесс, выделяют следующие типы термодинамических процессов: изотермический, изобарный, изохорный, адиабатный и политропический. Рассмотрим каждый из них.

Процесс, в котором подвод тепла к рабочему телу происходит при

постоянной температуре, называется *изотермическим*.

Рассмотрим уравнение Клапейрона (1.12) для условных состояний 1 и 2 термодинамической системы:

$$\begin{aligned} p_1 v_1 &= R_u T_1, \\ p_2 v_2 &= R_u T_2, \end{aligned}$$

при изотермическом процессе $T_1 = T_2 = const$, тогда можно записать

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 \text{ или } p v = const. \quad (2.13)$$

Уравнение (2.13) является следствием закона Бойля-Мариотта:

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

Данный закон утверждает, что в изотермическом процессе давление газа изменяется обратно пропорционально его удельному объему. Уравнение (2.13) описывает гиперболу, таким образом, кривая гиперболы является гиперболой в $p v$ -координатах (рис. 2.1).

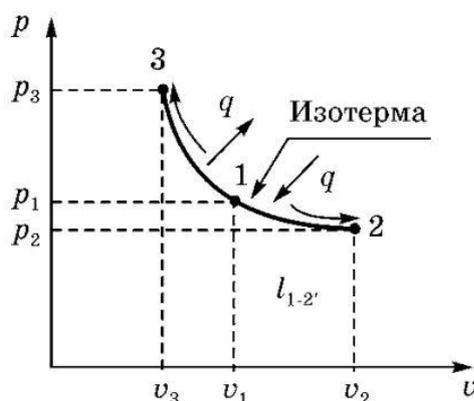


Рис. 2.1. Изотермический процесс в $p v$ -координатах.

Работа расширения измеряется площадью, расположенной под кривой процесса $(2-v_2-v_1-1-2)$, работа сжатия – площадью, расположенной под кривой процесса $(1-u_1-u_3-3-1)$.

Так как при изотермическом процессе внутренняя энергия системы не изменяется ($du=0$), то можно записать $dl = dq = p dv$. Вычислим полную работу, совершенную рабочим телом при ее расширении от v_1 до v_2 :

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = \int_{v_1}^{v_2} \frac{RT}{v} dv = RT \ln \frac{v_2}{v_1} = RT \ln \frac{p_1}{p_2}. \quad (2.14)$$

В связи с тем, что температура в изотермическом процессе не изменяется, считают, что теплоемкость рабочего тела в таком процессе стремится к нулю.

Процесс, в котором подвод тепла к рабочему телу происходит при постоянном давлении, называется *изобарическим*.

Согласно первому закону термодинамики

$$dq = du + dl = c_v dT + p dv = c_p dT. \quad (2.15)$$

Так как элементарная работа расширения определяется в дифференциальной форме как $dl = p dv$, то полная работа может быть получена после интегрирования:

$$L = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p(v_2 - v_1) \quad (2.16)$$

Следовательно, в p - v -координатах изобарный процесс отражен прямой линией, параллельной оси абсцисс (рис. 2.2). 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. $l = p(v_2 - v_1)$.

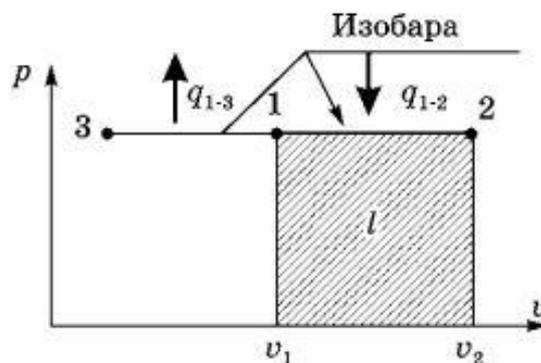


Рис. 2.2. Изобарический процесс в p - v -координатах.

Рассмотрим переход системы из состояния 1 в 2, который описывается

уравнением Клапейрона $p\nu = R_u T$. С учетом $p = \text{const}$, можно записать:

$$\frac{\nu_1}{\nu_2} = \frac{T_1}{T_2}. \quad (2.17)$$

Выражение (2.17) является следствием закона Гей-Люссака: $\nu/t = \text{const}$. Таким образом, изменение удельного объема прямо пропорционально изменению температуры.

Для работы m кг идеального газа в изобарном процессе можно записать:

$$L = p(\nu_2 - \nu_1) = mR_u(T_2 - T_1). \quad (2.18)$$

Из уравнения (2.15) следует, что 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. Рассчитаем, какая часть энергии в изобарном процессе идет на работу. Раздели обе части (2.15) на dq :

$$1 = \frac{du}{dq} + \frac{dl}{dq}, \quad (2.19)$$
$$\frac{dl}{dq} = 1 - \frac{du}{dq}.$$

С учетом $du = c_v dT$, $dl = c_p dT$ и $k = c_p / c_v$ получим:

$$\frac{dl}{dq} = 1 - \frac{c_v dT}{c_p dT} = 1 - \frac{1}{k}. \quad (2.20)$$

Согласно (2.20) доля теплоты, затраченная на работу, например, для двухатомного газа ($k = 1,4$), равна примерно одной трети, а две трети расходуется на увеличение внутренней энергии:

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

Изохорный процесс представляет собой термодинамический процесс, протекающий при постоянном объеме ($\nu = \text{const}$). Отсюда следует, что при изохорном процессе внешней работы расширения газа не совершается.

Очевидно, что при изохорном процессе (2.15) принимает вид

$$dq = du = c_v dT. \quad (2.21)$$

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

$$q = c_v(t_2 - t_1). \quad (2.22)$$

Из уравнения Клапейрона по аналогии с изотермическим и изобарическим процессами, можно получить характеристические уравнения для изохорического процесса:

$$\begin{aligned} p_1 v &= R_u T_1, \\ p_2 v &= R_u T_2, \end{aligned}$$

Откуда

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1} \Rightarrow \frac{p}{T} = const. \quad (2.22)$$

Выражение (2.23) называют законом Шарля: в изохорном процессе давление газа изменяется прямо пропорционально его абсолютной температуре. Изохорный процесс в p - v -координатах изображается прямой линией, перпендикулярной оси удельных объемов (рис. 2.3). Эта прямая называется *изохорой*.

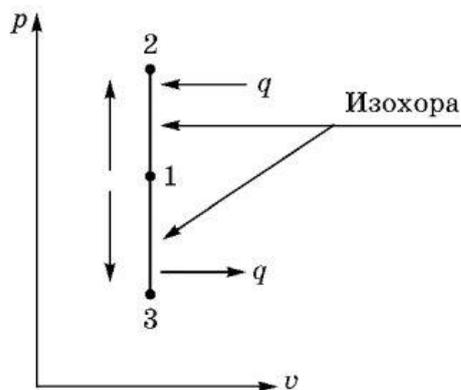


Рис. 2.3 Изохорический процесс в p - v -координатах.

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

$$u_2 - u_1 = c_v(t_2 - t_1).$$

Из рис. 2.3 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. При этом площадь под графиком функции, соответствующая внешней работе, равна нулю, следовательно, и работа равна нулю.

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

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

$$(u_2 - u_1) + l = 0 \Rightarrow l = -(u_2 - u_1) = c_v(T_1 - T_2). \quad (2.24)$$

Таким образом, при 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. С учетом $dq=0$:

$$c_v dT + p dv = 0.$$

$$\text{С учетом } k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_v + R}{c_v} = 1 + \frac{R}{c_v}, \text{ откуда } c_v = \frac{R}{k - 1},$$

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

$$\frac{R}{k - 1} dT + p dv = 0 \text{ или } R dT = -(k - 1) p dv. \quad (2.25)$$

Продифференцировав уравнение состояния получим:

$$p dv + v dp = R dT. \quad (2.26)$$

Подставив (2.25) в (2.26):

$$p dv + v dp + (k - 1) p dv = 0, \text{ откуда}$$

$$v dp + k p dv = 0. \quad (2.27)$$

Разделив почленно уравнение (2.27) на $p v$ и интегрируя полученное выражение при $k = \text{const}$, получим:

$$\ln p + k \ln v = \ln \text{const}, \text{ или}$$

$$p v^k = \text{const}. \quad (2.28)$$

Выражение (2.28) называют уравнением адиабаты. Кривая, выраженная соответствующая (2.28), носит название *обобщенной гиперболы* (рис. 2.4). Площадь $1-v_1-v_2-2-1$ определяет работу.

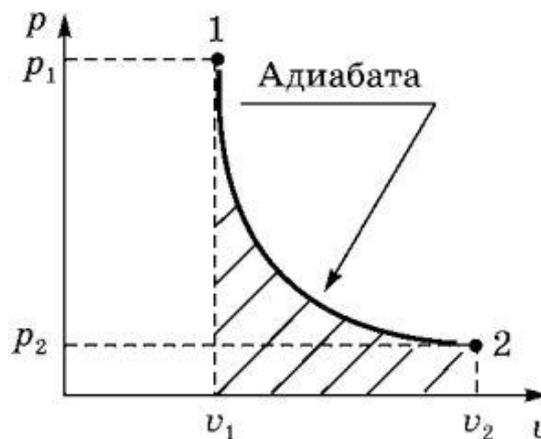


Рис. 2.4. Адиабатный процесс в $p v$ -координатах.

Уравнение адиабаты также может быть записано в виде:

$$T v^{k-1} = \text{const}, \text{ или} \quad (2.28)$$

$$T^k p^{k-1} = \text{const}.$$

Каждое из трех уравнений адиабаты позволяет найти параметры состояния в любой точке процесса, если известен один из ее параметров. Формула, определяющая работу газа в адиабатном процессе, примет вид:

$$l = \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) \quad (2.29)$$

Формулу (2.29) можно связать с отношениями объемов или давлений, или отношениями температур. Можно отметить, что адиабата проходит круче изотермы при $k > 1$.

Все рассмотренные термодинамические процессы являются частными случаями *обобщенного политропного* процесса. Уравнение политропного процесса имеет вид:

$$pv^n = \text{const}. \quad (2.30)$$

где n – постоянное для рассматриваемого процесса число, называемое 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. При $n = 1$ уравнение политропы (2.30) принимает вид уравнения *изотермы* $pv = \text{const}$, а если $n = k$, то уравнение $pv^k = \text{const}$ опишет кривую *адиабаты*.

Теплоемкость политропного процесса вычисляется по формуле:

$$c = c_v \frac{n - k}{n - 1}. \quad (2.31)$$

Работа при политропном процессе определяется выражением:

$$l = \frac{P_1 V_1 - P_2 V_2}{n - 1}. \quad (2.32)$$

Приведем таблицу, которая содержит основные формулы для различных термодинамических процессов:

Про- цесс	Уравнение процесса	Соотношение между пара- метрами	Механическая работа, Дж	Теплота, Дж
Изо- хорный	$v = \text{const}$	$\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2}$	$l = 0$	$q = c_v(T_2 - T_1)$
Изо- барный	$p = \text{const}$	$\frac{v_1}{T_1} = \frac{v_2}{T_2}$	$l = p(v_2 - v_1) =$ $= R(T_2 - T_1)$	$q = c_p(T_2 - T_1)$
Изо- терми- ческий	$T = \text{const}$ $pv = \text{const}$	$p_1 v_1 = p_2 v_2$	$l = RT \ln \frac{v_1}{v_2} =$ $= RT \ln \frac{p_1}{p_2}$	$q = l$
Адиа- батный	$pv^k = \text{const}$	$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$ $T_1 v_1^{k-1} =$ $= T_2 v_2^{k-1}$	$l = \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{k - 1} =$ $= \frac{R(T_1 - T_2)}{k - 1}$	$q = 0$
Поли- троп- ный	$pv^n = \text{const}$	$p_1 v_1^n = p_2 v_2^n$ $T_1 v_1^{n-1} =$ $= T_2 v_2^{n-1}$	$l = \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{n - 1} =$ $= \frac{R(T_1 - T_2)}{n - 1}$	$q = c_v \frac{n - k}{n - 1} \times$ $\times (T_2 - T_1)$

3. ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ. ЦИКЛ КАРНО. ЦИКЛЫ ДВС.

3.1. Второй закон термодинамики

Первый закон термодинамики констатирует закон сохранения энергии в термодинамических процессах. Однако, первый закон не позволяет установить условия и направление протекания процессов. Ответ на эти вопросы дает второй закон (начало) термодинамики. В частности, второй закон термодинамики позволяет указать направление теплового потока и устанавливает максимально возможный предел превращения теплоты в работу в тепловых машинах. Существует три определения второго закона термодинамики.

Определение по Клаузиусу: Теплота не может самопроизвольно (без компенсации) переходить от менее нагретого тела к более нагретому.

Определение по Оствальду: Невозможно создать вечный двигатель второго рода, т.е. тепловой двигатель, с помощью которого можно было бы получать полезную работу в случаях, когда нет разности температур.

Определение по Планку: Невозможно построить периодически действующую тепловую машину, которая не производила бы ничего другого, кроме поднятия груза и охлаждения источника тепла.

Согласно второму закону, самопроизвольные (без вмешательства извне) процессы возможны лишь в случае, когда в термодинамической системе нет равновесия, и таким образом, протекают в направлении, при котором система приближается к равновесному состоянию. Все виды энергии, в конечном счете, превращаются в теплоту, которая затем рассеивается в окружающей среде. Мера этого рассеивания называется *энтропией*. Чем больше рассеивается (деградирует, обесценивается) энергия, тем больше энтропия. Различают электрическую энергию, химическую и т.д., а также, в термодинамике, две формы ее передачи: работа и теплота процесса. Следует

отметить, что переход теплоты в работу без компенсации (дополнительного процесса) невозможен, работа без каких либо ограничений может переходить в теплоту. Невозможно, однако, полностью превращать теплоту и работу и наоборот, существуют пределы этого превращения.

Получим математическое выражение для функции энтропии. Рассмотрим уравнение первого закона термодинамики

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

разделим левую и правую части уравнения на T :

$$\frac{dq}{T} = \frac{c_v dT + p dv}{T} = \frac{c_v dT}{T} + \frac{R dv}{v}, \quad (3.1)$$

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

$$ds = \frac{dq}{T}. \quad (3.2)$$

Энтропия имеет глубокий физический смысл, который трудно передать одним определением. Применительно к технической термодинамике, можно отметить, во-первых, что энтропия является мерой потери работоспособности системы вследствие необратимых реальных процессов. Во-вторых, энтропия является мерой беспорядка, дезорганизованности системы. Если теплота отводится от системы, то энтропия уменьшается, а упорядоченность системы возрастает, вследствие уменьшения хаотичности теплового движения молекул.

Уравнение (3.2) является математическим выражением второго закона термодинамики. Оно справедливо как для идеальных, так и для реальных газов. В равновесных процессах энтропия изменяется только вследствие подвода или отвода тепла. Проинтегрируем (3.1) с учетом (3.2):

$$\int_{s_1}^{s_2} ds = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_v dT}{T} + \int_{v_1}^{v_2} \frac{R dv}{v}, \quad (3.3)$$

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}.$$

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 ($v = v_{нор}$; $T = 273^\circ K$; $s_1 = 0$).

3.2. Цикл Карно

Для получения полезной работы от тепловой машины должны быть выполнены определенные условия. Во-первых, должно быть рабочее тело, посредством которого будут взаимно превращаться теплота и работа. Во-вторых, наличие источников теплоты с разными температурами: верхний источник теплоты (ВИТ), или нагреватель, и нижний источник теплоты (НИТ), или холодильник. И, наконец, работа тепловой машина должна быть циклической, т.е. рабочее тело, совершая ряд процессов, должно возвращаться в исходное состояние.

Рассмотрим круговой цикл тепловой машины (рис. 3.1). В процессе расширения 1-2-3 от ВИТ с температурой T_1 к рабочему телу подводится теплота в количестве q_1 . При этом получим положительную работу l_1 , которая численно равна площади 6-1-2-3-5. В процессе 3-4-1 от рабочего тела отводится теплота q_2 к НИТ с температурой T_2 . В этом процессе затрачивается работа l_2 (отрицательная), равная площади 6-1-4-3-5.

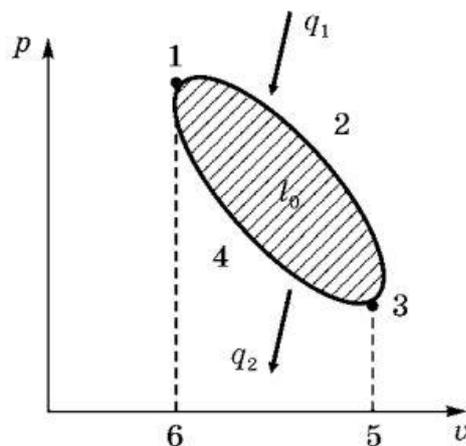


Рис. 3.1. Произвольный круговой цикл тепловой машины.

Уравнение первого закона термодинамики для процесса $1-2-3$ и $3-4-1$ соответственно будет иметь вид:

$$\begin{aligned} q_1 &= \pm \Delta u + l_1, \\ -q_2 &= \mp \Delta u - l_2. \end{aligned} \quad (3.4)$$

Внутренняя энергия за цикл не должна изменяться. Сложив два выражения получим $q_1 - q_2 = l_1 - l_2 = l_u$. Здесь l_u работа цикла $1-2-3-4-1$.

Для получения полезной работы, работы затраченная на сжатия в процессе $3-4-1$ должна быть меньше работы расширения в процессе $1-2-3$. Т.е. $l_2 < l_1$. Для этого необходимо одновременно со сжатием охладить рабочее тело, отнимая у него q_2 . Если не охладить рабочее тело, то процесс пойдет по пути $3-2-1$, и на сжатие будет потрачена та же самая работа l_1 , которая была получена процессе расширения. В результате полезная работа цикла будет равна нулю.

КПД цикла тепловой машины определяется по формуле:

$$\eta_t = \frac{l_u}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}. \quad (3.5)$$

Таким образом, КПД тепловой машины называется отношение полезной работы, полученной в цикле, ко всей затраченной теплоте. КПД всегда меньше единицы, так как не вся теплота q_1 , подводимая к рабочему телу, превращается в работу. Часть ее в количестве q_2 отводится в

окружающую среду. Следовательно, стопроцентное превращение теплоты в работу посредством тепловой машины невозможно.

Из формулы (3.5) видно, что изменяя соотношение между q_1 и q_2 можно изменять КПД. Можно ли найти такой цикл, который обладал бы наибольшим КПД? Такой цикл был получен Сади Карно. Он состоит из двух обратимых изотермических и двух обратимых адиабатических процессов (рис. 3.2).

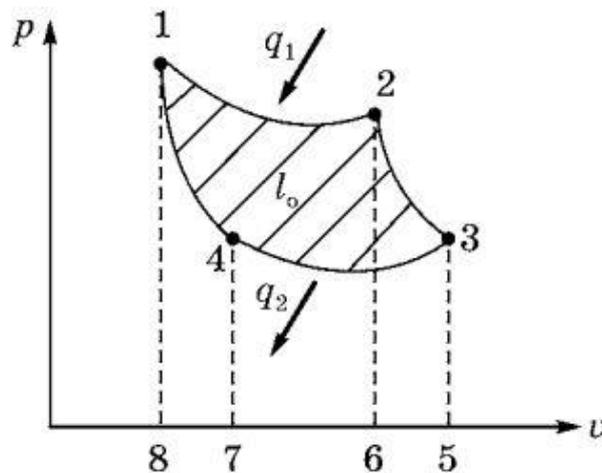


Рис. 3.2. Цикл Карно в p - v -координатах.

Процесс 1-2 представляет изотермическое расширение рабочего тела с подводом теплоты q_1 от ВИТ с температурой T_1 . Количество теплоты, q_1 равно работе l_1 (численно равна площади фигуры 8-1-2-6), полученное в процессе 1-2, определяется выражением:

$$l_1 = q_1 = \int_{v_1}^{v_2} p dv = \int_{v_1}^{v_2} \frac{RT_1}{v} dv = RT_1 \ln \frac{v_2}{v_1}.$$

Далее идет процесс 2-3 – адиабатическое расширение. Работа l_2 (площадь 6-2-3-5) определяется выражением:

$$l_2 = \frac{R(T_1 - T_2)}{k - 1},$$

где k – показатель адиабаты.

В процессе 3-4 происходит изотермическое сжатие с отводом теплоты q_2 к низшему источнику теплоты с температурой T_2 . Если в процессе 3-4 рабочее тело сжимать без охлаждения, то процесс пойдет не по изотерме, а по пути 3-2 и 2-1, не совершая тем самым полезной работы. Отсюда следует, что для получения полезной работы, необходимо какую-то часть подведенной теплоты «безвозмездно» отдать в окружающую среду, т. е. потерять. На сжатие затрачивается работа l_3 (площадь фигуры 7-4-3-5):

$$l_3 = q_2 = -RT_2 \ln \frac{v_3}{v_4}.$$

В процессе адиабатного сжатия 4-1 газ нагревается до температуры T_1 . Работа l_4 (площадь фигуры 8-1-4-7) на сжатие определяется формулой:

$$l_4 = -\frac{R(T_1 - T_2)}{k - 1}.$$

Полезная работа l_y цикла 1-2-3-4 определяется алгебраической суммой работ:

$$l_y = RT_1 \ln \frac{v_2}{v_1} + \frac{R(T_1 - T_2)}{k - 1} - RT_2 \ln \frac{v_3}{v_4} - \frac{R(T_1 - T_2)}{k - 1}. \quad (3.6)$$

После преобразований:

$$l_y = R \left(T_1 \ln \frac{v_2}{v_1} + T_2 \ln \frac{v_3}{v_4} \right). \quad (3.7)$$

Как следует из (3.5) для КПД цикла Карно можно записать:

$$\eta_t = \frac{T_1 \ln \frac{v_2}{v_1} + T_2 \ln \frac{v_3}{v_4}}{T_1 \ln \frac{v_2}{v_1}}. \quad (3.8)$$

Для адиабат 2-3 и 4-1 справедливы соотношения:

$$\begin{aligned} T_1 v_2^{k-1} &= T_2 v_3^{k-1}; \\ T_1 v_1^{k-1} &= T_2 v_4^{k-1}. \end{aligned}$$

Разделив первое уравнение на второе и прологарифмировав получим

$$\ln \frac{v_2}{v_1} = \ln \frac{v_3}{v_4}. \quad (3.9)$$

Формула (3.8), с учетом (3.9), примет вид:

$$\eta_t = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \quad (3.10)$$

Из (3.10) следует, что КПД равный единицы может быть получен либо при $T_2=0$ либо при $T_1 \rightarrow \infty$. Эти условия не осуществимы т.к. температура не может быть бесконечно большой, и не может быть равна абсолютному нулю температур, т.к. из третьего закона термодинамики (теорема Нернста) следует невозможность охлаждения тела до температуры $T = 0 \text{ К} = -273,15 \text{ }^\circ\text{С}$.

В реальных циклах тепловых двигателей (например, двигатель внутреннего сгорания) цикл Карно не применим. Это связано с небольшим различием в углах наклона изотерм и адиабат, из-за чего цикл получается очень вытянутым вдоль оси v . Таким образом, получается очень длинный цилиндр, в результате такой двигатель имеет очень большую массу, размеры и в нем происходят большие потери на трение. Обратный цикл Карно применяется в холодильных установках.

3.3. Циклы двигателей внутреннего сгорания.

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 (цикл Отто, 1877 г.);
- изобарный ($p=\text{const}$); идеальный цикл компрессорных дизельных двигателей (цикл Дизеля, 1897 г.);

➤ смешанный ($v=\text{const}$ и $p=\text{const}$); идеальный цикл бескомпрессорных дизельных двигателей (цикл Тринклера, 1898 г.).

Рассмотрим каждый из циклов. *Цикл Отто*, с подводом тепла при $v=\text{const}$, представлен в p v -координатах на рис. 3.3.

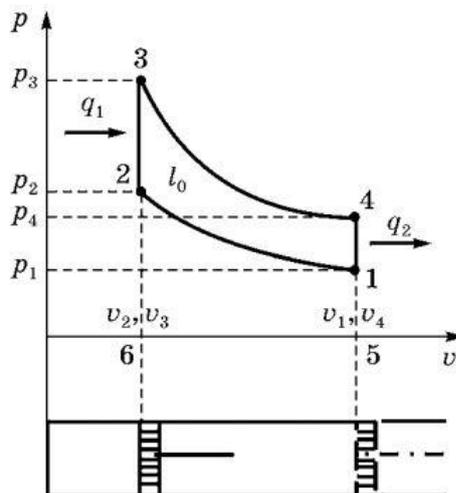


Рис. 3.3. Цикл Отто в p v -координатах.

Рабочее тело с начальными параметрами p_1, v_1, T_1 сжимается по адиабате $1-2$. В изохорном процессе $2-3$ рабочему телу от ВИТ передается количество теплоты q_1 . В адиабатном процессе $3-4$ оно расширяется до первоначального объема $v_4 = v_1$. В изохорном процессе $4-1$ рабочее тело возвращается в исходное состояние с отводом от него теплоты q_2 в теплообменник. Описанный процесс работы двигателя происходит за четыре хода поршня (два оборота вала), поэтому такой *двигатель* называется *четырёхтактным*.

Характеристиками циклов ДВС является:

- ✓ степень сжатия $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$;
- ✓ степень повышения давления $\lambda = \frac{p_3}{p_2}$;
- ✓ степень предварительного расширения $\rho = \frac{v_4}{v_3}$.

В цикле Отто количества подведенной и отведенной теплоты определяются по формулам:

$$\begin{aligned}q_1 &= c_v(T_3 - T_2), \\q_2 &= c_v(T_4 - T_1).\end{aligned}\tag{3.11}$$

Подставляя (3.11) в (3.10), получаем КПД:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}.\tag{3.12}$$

Используя характеристики циклов ДВС, после некоторых преобразований можно получить формулу для КПД цикла Отто в виде:

$$\eta_{tv} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.\tag{3.13}$$

Из (3.13) следует, что термический КПД увеличивается с возрастанием степени сжатия ε и показателя адиабаты k . Так как повышение степени сжатия в двигателях данного типа может привести преждевременному воспламенению смеси, то их КПД остаются относительно низкими. Степень сжатия в таких двигателях изменяется в пределах от 4 до 9.

Работа цикла Отто определяется по формуле:

$$l_u = q_1 \eta_{tv} = c_v(T_3 - T_2) \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right).$$

Как было отмечено, данный цикл реализуется в карбюраторных типах двигателей с воспламенением от искры.

Рассмотрим работу ДВС с использованием цикла подвода тепла при постоянном давлении ($p = \text{const}$). Цикл Дизеля, представлен в pV -координатах на рис. 3.4.

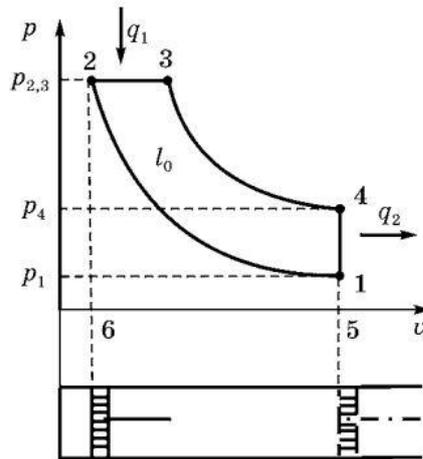


Рис. 3.4. Цикл Дизеля в $p\nu$ -координатах.

В двигателях, использующих цикл Дизеля, топливо и воздух сжимаются раздельно. Это позволяет добиться высоких степеней сжатия. Воздух при высоких давлениях имеет настолько высокую температуру, что для воспламенения топлива не нужно никаких запальных приспособлений. Кроме того, это позволяет использовать более дешевое топливо.

Рабочее тело с начальными параметрами p_1, ν_1, T_1 сжимается по адиабате $1-2$. В изобарном процессе $2-3$ рабочему телу передается количество теплоты q_1 . В адиабатном процессе $3-4$ оно расширяется до первоначального объема. В изохорном процессе $4-1$ рабочее тело возвращается в исходное состояние с отводом от него теплоты q_2 в теплообменник.

В цикле Дизеля количества подведенной и отведенной теплоты определяются по формулам:

$$\begin{aligned} q_1 &= c_p(T_3 - T_2), \\ q_2 &= c_v(T_4 - T_1). \end{aligned} \quad (3.14)$$

Термический КПД цикла при условии постоянства c_v, c_p и их отношения k :

$$\eta_{tp} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)}. \quad (3.15)$$

Используя характеристики циклов ДВС, после некоторых преобразований можно получить формулу для КПД цикла Дизеля в виде:

$$\eta_{ip} = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k\varepsilon^{k-1}(\rho - 1)}. \quad (3.16)$$

Таким образом, с увеличением ε и k КПД увеличивается, а с ростом ρ – уменьшается. Сравнение КПД ДВС при постоянном v и при постоянном p , показывает, что при одинаковых давлениях и температурах, но в условии различных ε , двигатель Дизеля обладает более высоким КПД, нежели двигатель Отто:

$$\eta_{ip} > \eta_{iv}.$$

Значение коэффициента сжатия ε подбирают таким образом, чтобы обеспечивалось условие самовоспламенения топлива. В компрессорных дизелях $\varepsilon=14-18$.

Двигатели, работающие по циклу *Тринклера*, обладают рядом преимуществ по сравнению с двигателями, работающими при постоянном объеме или давлении. Так в двигателе Дизеля необходимо использовать компрессор для подачи топлива, что существенно усложняет конструкцию и уменьшает экономичность, т.к. на его работу затрачивается до 10 % мощности двигателя.

Тринклер разработал цикл, а позднее и сконструировал бескомпрессорный двигатель высокого сжатия. Топливо в таком двигателе подается через форсунку в головку цилиндра, где воспламеняется и горит, вначале при постоянном объеме, а потом при постоянном давлении. На рис. 3.5 показан идеальный цикл двигателя со смешанным подводом теплоты.

В адиабатном процессе $1-2$ рабочее тело сжимается. В изохорном процессе $2-3$ рабочему телу передается первая доля теплоты q'_1 , а в изобарном процессе $3-4$ подводится вторая доля теплоты q''_1 . В процессе $4-5$ оно адиабатно расширяется и по изохоре $5-1$ возвращается в исходное состояние с отводом от него теплоты q_2 в теплообменник.

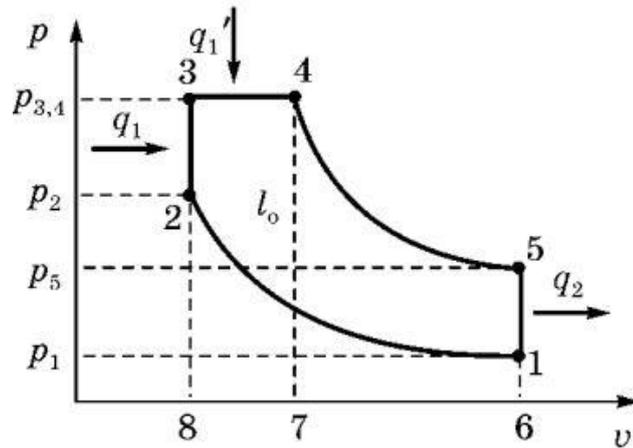


Рис. 3.5. Цикл Тринклера в p - v -координатах.

Количество подведенной $q_1 = q_1' + q_1''$ теплоты и отведенной q_2 определяется формулами:

$$q_1' = c_v(T_3 - T_2),$$

$$q_1'' = c_p(T_4 - T_3),$$

$$q_2 = c_v(T_5 - T_1).$$

Термический КПД цикла:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_5 - T_1}{(T_3 - T_2) + k(T_4 - T_3)}.$$

Используя характеристики циклов ДВС:

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

Цикл со смешанным подводом теплоты лежит в основе работы большинства современных дизелей.

4. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА И ПРОЦЕССЫ РЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ. ВОДЯНОЙ ПАР И ВЛАЖНЫЙ ВОЗДУХ

4.1. Уравнение состояния реальных газов. Газовые смеси

Реальные газы отличаются от идеальных тем, что их молекулы имеют конечные размеры и связаны между собой силами взаимодействия, имеющими электромагнитную и квантовую природу. Это приводит к существенным отличиям качественных и количественных свойств идеальных и реальных газов. Все расчеты, полученные на основании уравнений для идеального газа, будут приближенными и справедливыми только при очень больших разрежениях.

Уравнение состояния для реальных газов в 1873 г. было получено Ван-дер-Ваальсом:

$$RT = \left(p + \frac{a}{v^2} \right) (v - b), \quad (4.1)$$

где a – коэффициент пропорциональности, индивидуальный для каждого газа, не зависящий от его состояния, b – наименьший объем, до которого можно сжать реальный газ. Уравнение (4.1) на качественном уровне верно отражает состояние реальных веществ в жидком и газообразном состоянии, но для двухфазных состояний оно не применимо.

Газы, используемые в различных технических приборах и технологических процессах, зачастую представляют собой смеси нескольких газов. Рассмотрим характеристики смеси газов. Газовая смесь определяется составом и количеством каждого из компонентов, входящего в смесь, и может быть задана массовыми или объемными долями.

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

$$m_i = \frac{M_i}{M}, \quad (4.2)$$

здесь M_i – масса i -ой составляющей газа, 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):

$$r_i = \frac{V_i}{V}, \quad (4.3)$$

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

Перевод массовых долей в объемные доли:

$$r_i = \frac{m_i / \mu_i}{\sum_{i=1}^n m_i / \mu_i}, \quad (4.4)$$

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

Перевод объемных долей в массовые доли:

$$m_i = \frac{r_i \mu_i}{\sum_{i=1}^n r_i \mu_i}. \quad (4.5)$$

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

$$\rho_{см} = \sum_{i=1}^n r_i \rho_i,$$

$$\rho_{см} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n m_i / \rho_i}. \quad (4.6)$$

Удельный объем смеси, $\text{кг}/\text{м}^3$, определяется $v_{см} = 1 / \rho_{см}$. Откуда с учетом (4.3) можно найти кажущуюся молекулярную массу смеси:

$$\mu_{см} = \sum_{i=1}^n r_i \mu_i = \frac{1}{\sum_{i=1}^n m_i / \mu_i}. \quad (4.7)$$

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

$$R_{см} = \sum_{i=1}^n m_i R_i, \quad (4.8)$$

или через кажущуюся молекулярную массу смеси:

$$R_{см} = \frac{8314}{\mu_{см}}. \quad (4.9)$$

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

$$p_{см} = \sum_{i=1}^n p_i, \quad (4.10)$$

где $p_{см}$ – 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:

$$p_i = p_{см} r_i = m_i \frac{r_i}{r_{см}} p_{см}. \quad (4.11)$$

4.2. Водяной пар и влажный воздух

В инженерных и технических приложениях большое значение играет использование пара и влажного воздуха. Рассмотрим основные понятия и определения связанные с их характеристиками.

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 ($t < 0$ °С);

вода – температура воды ниже ста градусов ($t < 100$ °С), но выше нуля ($t > 0$ °С);

пар – температура воды не ниже ста градусов ($t > 100$ °С).

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. 4.1).



Рис. 4.1. Диаграмма фазовых переходов в pT -координатах.

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 твердого агрегатного состояния в газообразное). Линия OA представляет собой кривую линии *плавления* (затвердевания), а линия OK – кривую линии *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. Для воды тройная точка соответствует температуре $0,01\text{ }^{\circ}\text{C}$ и давлению $610,8\text{ Па}$.

Водяной пар является рабочим телом паровых двигателей и 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 $p\nu$ -координатах (рис. 4.2).

Постоянному при всех давлениях удельному объему ν'_0 воды с температурой 0°C на диаграмме в $p\nu$ -координатах соответствует линия 1-I, параллельная оси давлений. На этой линии точкой I отмечено состояние воды, имеющей температуру 0°C и давление p . Если воде, находящейся в таком состоянии, подвести тепло, сохраняя давление постоянным ($p = \text{const}$), то при возрастании температуры воды будет увеличиваться и ее объем.

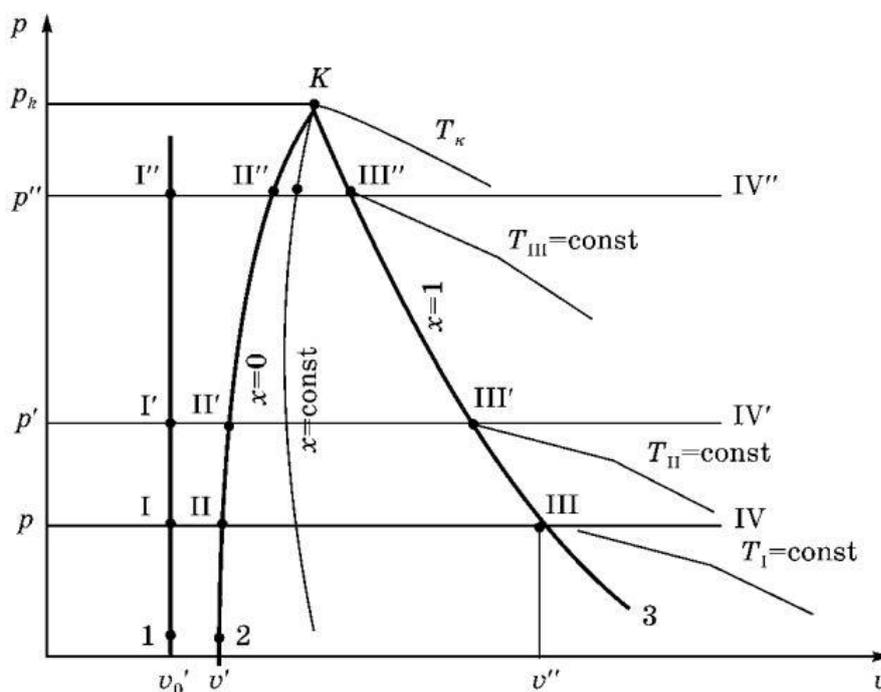


Рис. 4.2. Диаграмма фазовых переходов в $p\nu$ -координатах.

Этот процесс подвода тепла изображается горизонтальной линией I-II. В точке II вода закипает, и начинается процесс парообразования (температура кипения T_k , удельный объем ν'). 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. Такое состояние смеси пара и воды называется *влажным насыщенным паром*. В такой смеси 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.

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.

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 $t = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ для превращения ее в сухой насыщенный пар, называется *полной теплотой сухого насыщения пара* (λ , кДж/кг):

$$\lambda = q + r. \quad (4.12)$$

Таким образом, 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 $p\nu$ -координатах (рис. 4.2.) 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 ($t = 0 \text{ }^\circ\text{C}$), удельный объем будет равен ν'_0 , как и при давлении p , так как вода – практически несжимаемая жидкость. Состояние воды при температуре 0°C и давлении p' на диаграмме 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 ν' , 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 ν'' сухого насыщенного пара, поэтому точка III' получается левее точки III, а линия II'-III' короче, чем аналогичная ей линия II-III.

Опытом установлено, что при определенном давлении, а следовательно, и температуре объем воды ν' оказывается равным объему пара ν'' , 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 $p_{кр} = 225,65$ ат;

критическая температура кипения $t_{кр} = 374,15^\circ\text{C}$;

критический удельный объем $v' = v'' = 0,00331$ м³/кг.

При критическом состоянии *теплота парообразования* равна нулю ($r = 0$) и полная *теплота сухого насыщения* равна *теплоте жидкости*, $\lambda = q$. Кривую *K-3* называют кривой сухого насыщенного пара, кривую *2-K* кривой жидкости.

На основании экспериментальных данных путем использования термодинамического метода получены выражения для определения количества теплоты, внутренней энергии и энтропии жидкости и пара:

Расчетные формулы

Процесс	Количество теплоты, Дж/кг	Внутренняя энергия, Дж/кг	Энтальпия, Дж/кг	Энтропия, Дж/(кг·К)
Подогрев воды при $p = \text{const}$	$q' = \int_0^{t_1} c dt =$ $= u' + \int_{v_0}^{v'} p dv \quad q' =$ $= c' dt$	$u' \approx q'$	$i' \approx u' \approx q'$	$s' = c' \ln \frac{T_H}{273}$
Парообразование	$r = u'' - u' +$ $+ p(v'' - v')$	$u'' = u' + \rho^*$	$i'' = i' + r$	$s'' = s' + \frac{r}{T_H}$
Перегрев пара	$q_n = \int_{t_n}^t c_p dt \quad q_n =$ $= c_p(t - t_n) \quad q =$ $= i - i''$	$u = i - pv$	$i = i'' + q_n$	$s - s'' = \int_{T_n}^T \frac{c_p dT}{T}$

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

Для наглядной иллюстрации протекания процессов, в которых рабочим телом является водяной пар, используется диаграмма парообразования в Ts -координатах (рис. 4.3.)

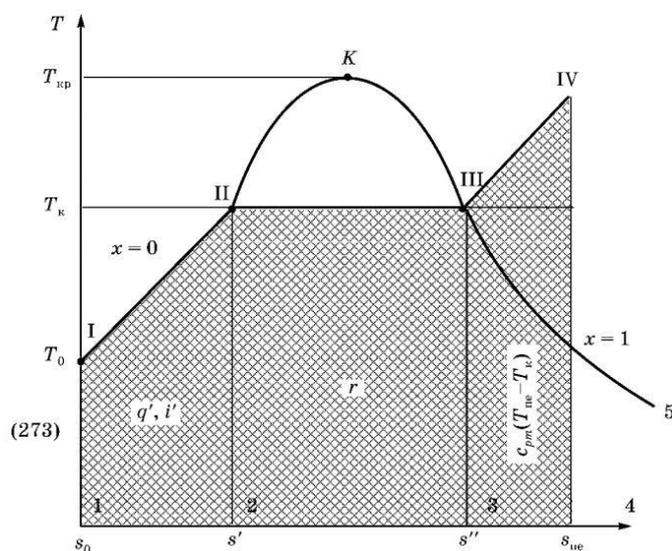


Рис. 4.3. Диаграмма фазовых переходов в Ts -координатах.

Решение практических задач аналитическим методом по формулам, касающимся процессов, в которых рабочим телом является водяной пар, представляет значительные трудности. Проще и скорее они решаются графически путем применения диаграммы водяного пара в is -координатах.

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.

Влажный воздух – один из частных случаев газовой смеси. Для практики представляет интерес влажный воздух при давлениях, близких к атмосферному, и температурах от минус 50°C до плюс $100...150^{\circ}\text{C}$. 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.

Влажный воздух как рабочее тело подчиняется уравнению состояния идеальных газов

$$PV = MRT,$$

а давление влажного воздуха – закону Дальтона (4.10):

$$P_{в.в.} = P_{с.в.} + P_{в.п.},$$

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

Агрегатное состояние воды во влажном воздухе как термодинамической системе видно на диаграмме в pv -координатах (рис. 4.4). 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, и в этом состоянии он имеет наибольшее давление ($p_1 = p_{\text{макс}}$) и наибольшую плотность ($\rho_1 = \rho_{\text{макс}}$) по сравнению с перегретым паром (точка 2) той же температуры. Поэтому в насыщенном воздухе парциальное давление пара ($p_{в.п.}^{\text{нас}}$) является максимальным при данной температуре, и в этих условиях таким же является возможное количество водяного пара на единицу объема.

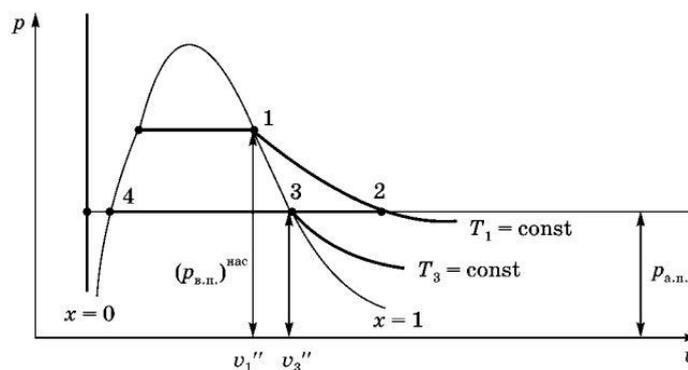


Рис. 4.4. Диаграмма агрегатного состояния воды во влажном воздухе.

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). 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 замерзнуть.

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*.

Рассмотрим характеристики влажного воздуха. *Абсолютной влажностью* D , кг/м³ – масса водяного пара, $M_{в.п.}$, содержащегося в единице объема воздуха V :

$$D = \frac{M_{в.п.}}{M}. \quad (4.12)$$

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

$$\varphi = \frac{D}{D_{\max}} 100 = \frac{\rho}{\rho_{\text{нас}}} 100 = \frac{p_{в.п.}}{p_{\text{нас}}} 100, \quad (4.13)$$

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:

$$x = \frac{M_{в.п.} / \mu_{в.п.}}{M_{с.в.} / \mu_{с.в.}}, \quad (4.13)$$

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

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

$$d = 0,622x. \quad (4.14)$$

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

Уравнение для расчета влагосодержания:

$$d = 0,622 \frac{P_{в.п.}}{P_{бар} - P_{в.п.}}. \quad (4.15)$$

Из уравнения (4.15) 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.

Рассмотрим параметры влажного воздуха. *Масса влажного воздуха* $M_{в.в.}$, кг – сумма массовых долей сухого воздуха и водяного пара во влажном воздухе. В практических расчетах с точностью до 3% можно считать $M_{в.в.} = M_{с.в.}$.

Объем влажного воздуха $V_{в.в.}$, м³. Воздух занимает всегда конкретный объем (помещение, трубы и т.д.), поэтому:

$$V_{в.в.} = V_{с.в.} = V_{в.п.} = V. \quad (4.16)$$

Плотность $\rho_{в.в.}$, кг/м³. В связи с тем, что доля водяного пара мала, то в инженерных расчетах можно принять:

$$\rho_{в.в.} \approx \rho_{с.в.} \quad (4.17)$$

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

Удельный объем $v_{в.в.}$, м³/кг, в практических расчетах можно принимать:

$$v_{в.в.} = v_{с.в.} \quad (4.18)$$

Температура $T_{в.в.}$, К:

$$T_{в.в.} = T_{с.в.} = T_{в.п.} = T. \quad (4.19)$$

Давление $p_{в.в.}$, Па, согласно закону Дальтона:

$$p_{в.в.} = p_{с.в.} + p_{в.п.} \quad (4.20)$$

Молярная масса, $\mu_{в.в.}$ кмоль:

$$\begin{aligned} \mu_{в.в.} &= R_{с.в.} \mu_{с.в.} + R_{в.п.} \mu_{в.п.}, \text{ или} \\ \mu_{в.в.} &= 28,26 \frac{p_{бар} - p_{в.п.}}{p_{в.п.}} + 18,016 \frac{p_{в.п.}}{p_{в.в.}} \end{aligned} \quad (4.21)$$

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

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. В инженерных расчетах считают, что:

$$c_{в.в.} = c_{с.в.} \quad (4.21)$$

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

$$\begin{aligned} i_{в.в.} &= c_{с.в.} T + d \cdot 10^{-3} \cdot (c_{в.п.} \cdot T + r), \text{ или} \\ i_{в.в.} &= 1,05 \cdot T + d \cdot 10^{-3} \cdot (1,8 \cdot T + 2500), \end{aligned} \quad (4.22)$$

где r – удельная теплота парообразования, кДж/кг.

Все параметры воздуха можно определить аналитически, но на практике широкое распространение получил графоаналитический метод – с помощью id -диаграммы влажного воздуха. Эта диаграмма была предложена профессором Рамзиным в 1918 г. и широко применяется в расчетах систем вентиляции, отопления, кондиционирования воздуха и процессов сушки.

РАЗДЕЛ 2. ЦИКЛЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ И ТЕПЛОВЫХ УСТАНОВОК

1. ЦИКЛ ГАЗОТУРБИННОЙ 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.

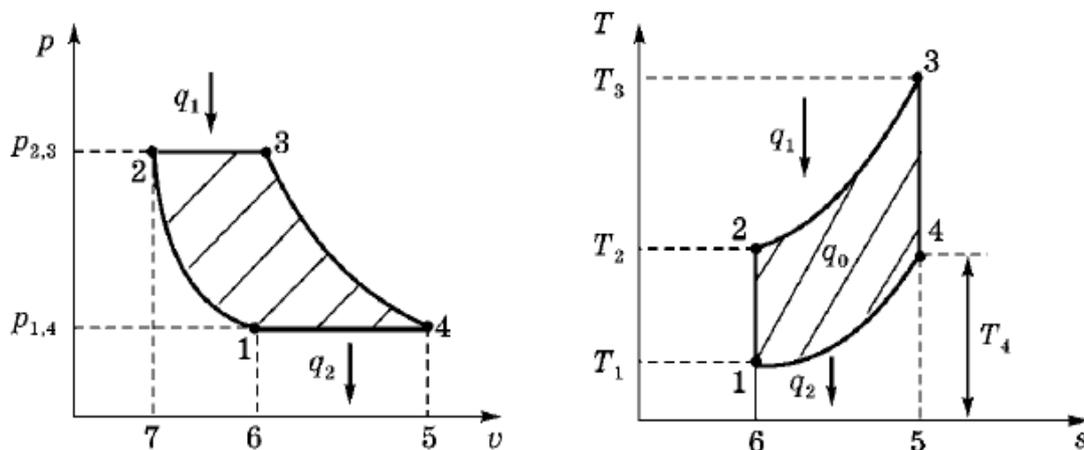


Рис. 1.26

Цикл ГТУ в p - v - и T - s -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.

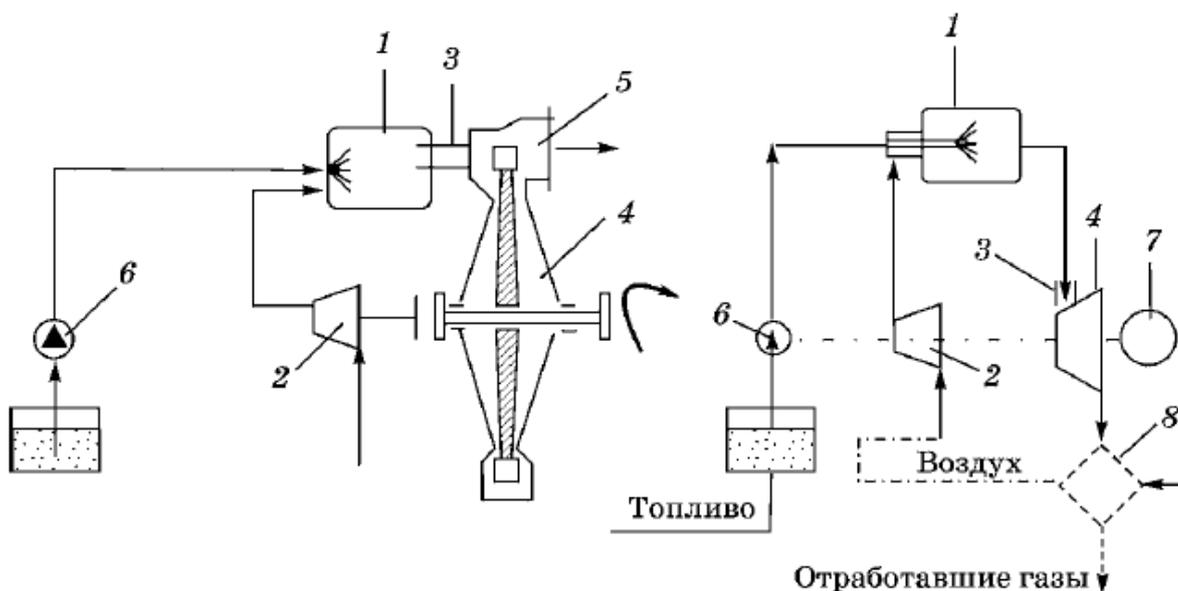


Рис. 1.25
Схема ГТУ с изобарным подводом теплоты:

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

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

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

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1 T_4 / T_1 - 1}{T_2 T_3 / T_2 - 1} \quad (2)$$

Для адиабаты 1-2 можно записать

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} \quad (3)$$

А для адиабаты 3-4

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{v_4}{v_3} \right)^{k-1} \quad (4)$$

Из уравнений (3) и (4) следует, что для адиабатного сжатия и расширения

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \quad \text{и} \quad \frac{v_1}{v_2} = \frac{v_4}{v_3} = \varepsilon \quad (5)$$

а также

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \quad \text{и} \quad \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} = \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (6)$$

Подставив соотношение (6) в формулу (2), получим

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (7)$$

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 $p = \text{const}$.

2. 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

всасывания (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.

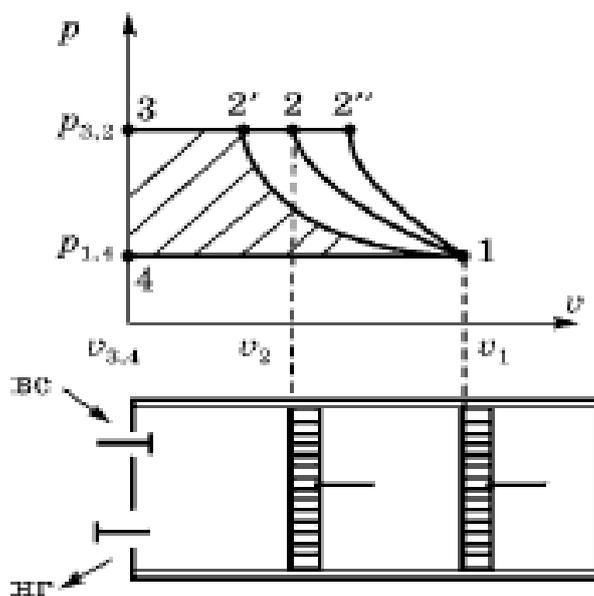


Рис. 1.27
Диаграмма идеального
одноступенчатого
компрессора
в p - v -координатах
и схема устройства

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 T s координатах видно, что, несмотря на минимальную работу, затраченную на сжатие газа по изотерме, отводимое от сжимаемого газа количество 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 .

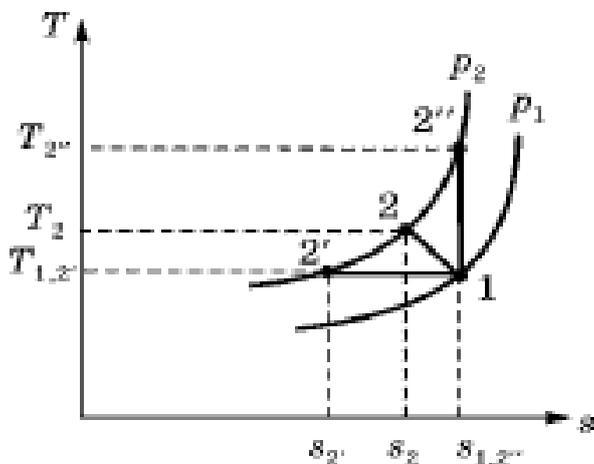


Рис. 1.28
Сжатие газа в компрессоре в Ts -координатах

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

$$l = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = RT \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (8)$$

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

$$L = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (9)$$

Работа, отнесенная к 1 м₃ всасываемого газа

$$l' = p_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (10)$$

Работа для получения 1 м³ сжатого газа

$$l'' = p_2 \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (11)$$

Количество теплоты, которое должно быть отведено при изотермическом сжатии:

$$q = l_0 \text{ или } Q = L_0 \quad (12)$$

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

$$l = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (13)$$

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

$$L_0 = \frac{k}{k-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (14)$$

Работа, отнесенная к 1 м³ всасываемого газа:

$$l' = \frac{k}{k-1} p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (15)$$

Работа для получения 1 м³ сжатого газа

$$l_{0\sigma} = \frac{k^{\frac{n}{k-1}}}{k^n - 1} p_2 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{k}} - 1 \right] \quad (16)$$

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

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

$$l_0 = i_2 - i_1 \quad (17)$$

де i_2 , и i_1 - соответственно начальное и конечное значение энтальпии газа, кДж/кг.

Эта формула удобна для подсчета работы идеального компрессора при адиабатном сжатии газа с помощью is -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.

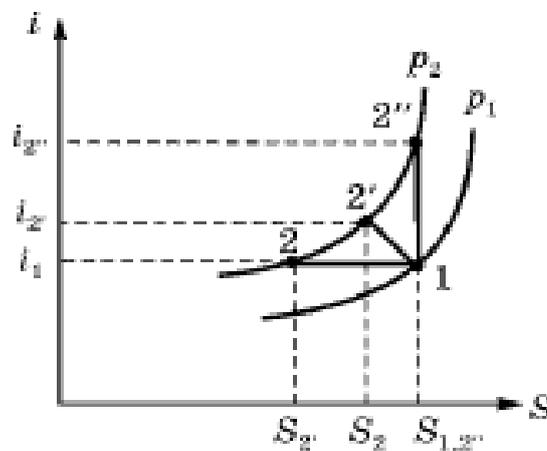


Рис. 1.29
Определение энтальпий
по is -диаграмме

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

Удельная работа, отнесенная к 1 м³ всасываемого газа:

$$l' = \frac{n}{n-1} p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (18)$$

Удельная работа для получения 1 м³ сжатого газа

$$l'' = \frac{n}{n-1} p_2 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (19)$$

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

$$q = c(t_2 - t_1) = c_v \frac{n-k}{n-1} (t_2 - t_1) \quad (20)$$

Теоретическая мощность двигателя для привода компрессора

$$N = 10^{-5} \frac{L_0}{3,6}$$

$$N = 10^{-5} \frac{V \cdot l''}{3,6}$$

$$N = 10^{-5} \frac{V \cdot l'}{3,6}$$

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 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

$$V = V_h - V_4$$

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

$$\eta_{об} = \frac{V}{V_h}$$

Процесс 2-3 проходит под давлением, большим чем p_2 , так как вытеснение сжатого газа происходит в трубопровод, 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, 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).

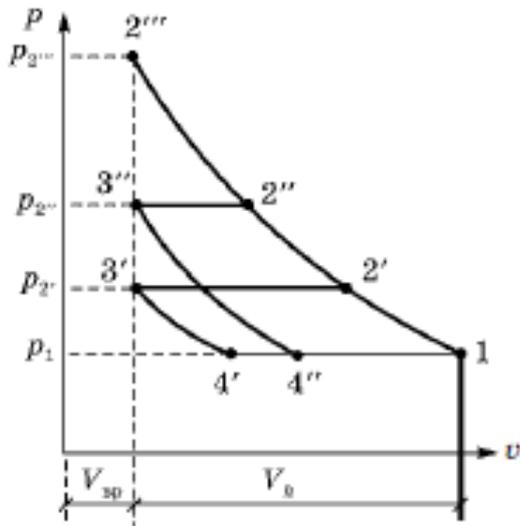
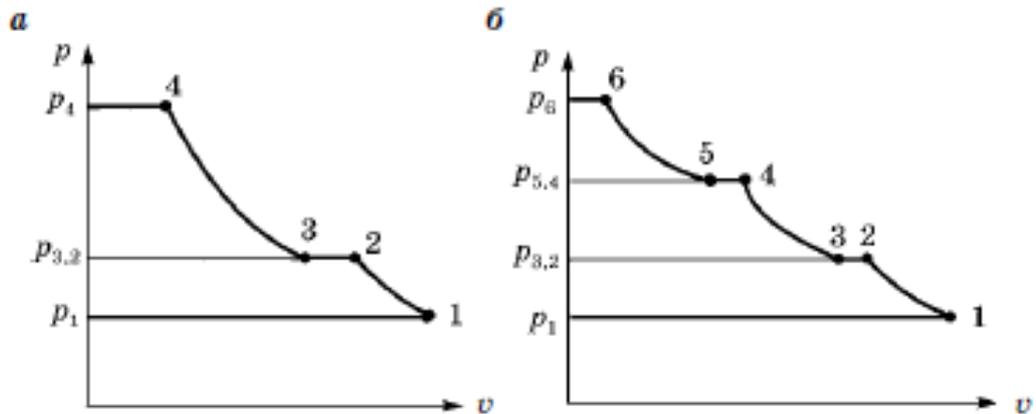


Рис. 1.31
Иллюстрация уменьшения полезной работы цикла с увеличением конечного давления p_2

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



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

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_4}{p_2} = \frac{p_6}{p_4} = x$$

откуда

$$x = \sqrt[3]{\frac{p_i}{p_1}}$$

Или в общем виде

$$x = \sqrt[3]{\frac{p_i}{p_1}} \quad (21)$$

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 (21) приводит к тому, что температуры газа на выходе из каждой ступени равны между собой:

$$T_2 = T_4 = T_6$$

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 T_s -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 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.

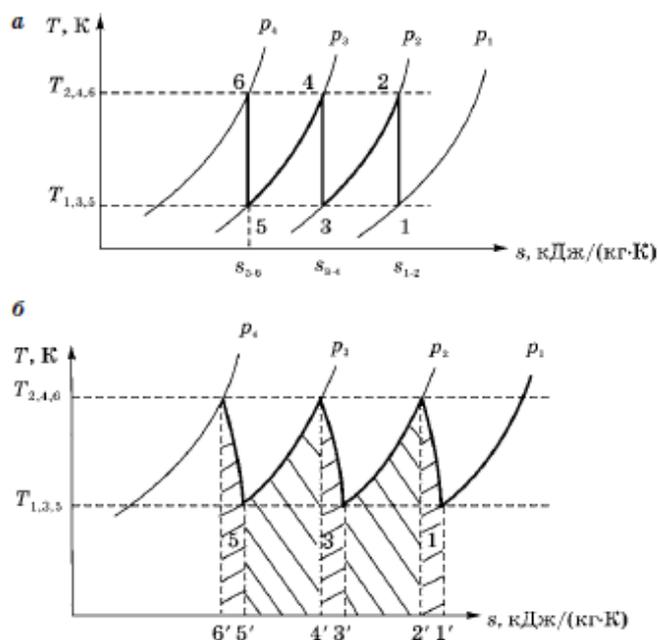


Рис. 1.33
 Процессы сжатия в трехступенчатом идеальном компрессоре в T_s -координатах:
 а — сжатие по адиабате; б — сжатие по политропе.

3. ЦИКЛ ВОЗДУШНОКОМПРЕССОРНОЙ 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 сжимают, 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.

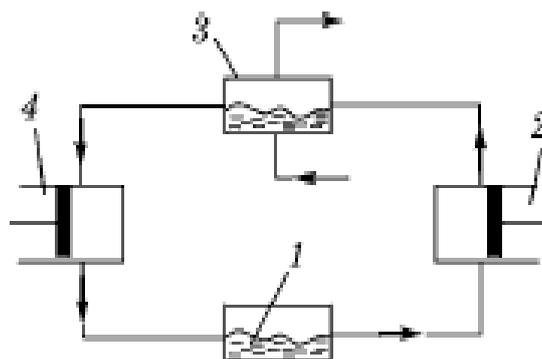
Установка состоит из следующих элементов:

- 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.

Рис. 1.34
Схема воздушно-компрессорной холодильной установки:

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



На рис. 1.35 (в $p\nu$ -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;
- 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.

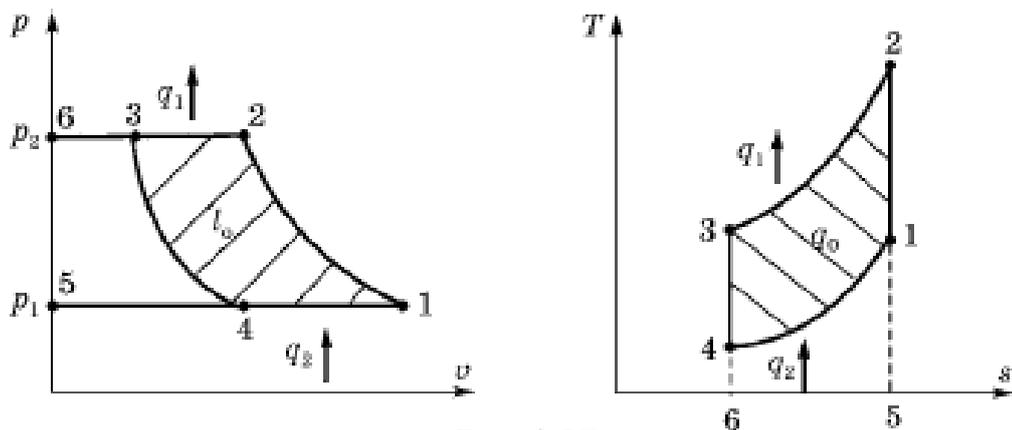


Рис. 1.35
Теоретический цикл воздушно-компрессорной установки
в p - и T - s -координатах

Тогда холодильный коэффициент цикла:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{q_2}{q_0} = \frac{q_2}{l_0} \quad (22)$$

Холодопроизводительность 1 кг воздуха:

$$q_2 = i_1 - i_4 = c_{pm}(T_1 - T_4)$$

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:

$$l_k = i_2 - i_1 = c_{pm}(T_2 - T_1)$$

где T_2 – температура воздуха после его сжатия в компрессоре.

Удельная работа, полученная в расширительном цилиндре:

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

где T_3 – температура воздуха перед расширительным цилиндром.

Удельная работа, затраченная в цикле:

$$l_0 = l_k - l_{p.ц}$$

Расход холодильного агента M , кг/с:

$$M = \frac{Q_0}{q_2}$$

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

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{q_2}{l_0} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} = \frac{T_4}{T_3 - T_4}$$

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-2}{k}} - 1} = \frac{1}{\left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{k-2}{k}} - 1}$$

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

$$N_{\text{теор}} = M l_0$$

4. ПРИНЦИП РАБОТЫ ТЕПЛОВОГО 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 $l_{\text{ц}}$, 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:

$$\varepsilon_{отоп} = q_1 / l_0$$

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

$$\varepsilon_{отоп} = \frac{q_1}{l_0} = \frac{q_2 + l_0}{l_0} = \varepsilon + 1$$

или

$$\varepsilon_{отоп} = \frac{T_2}{T_1 - T_2} + 1 = \frac{T_1}{T_1 - T_2}$$

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.

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 температуру 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.

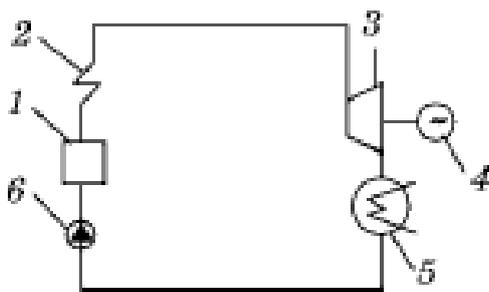


Рис. 1.40
Схема паросиловой установки:

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

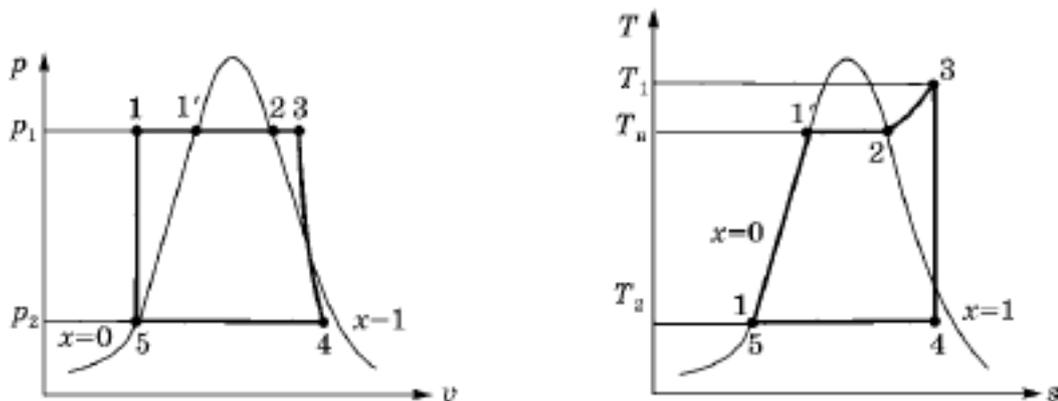


Рис. 1.41
Цикл Ренкина в p - v - и T - s -координатах

Термодинамический КПД η_t цикла Ренкина:

$$\eta_t = \frac{l_u}{q} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2'}$$

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

$$q = q_1 + r + q_{ne} = i_1 - i_2';$$

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:

$$d_0 = \frac{3600}{i_1 - i_2}$$

если значения i взяты в кДж.

Величину $i = i_1 - i_2$ называют располагаемым теплоперепадом. Так как на выработку 1 кг пара в цикле Ренки на 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 i_s -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 $x = xi$;
- 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 $i = i_1 - i_2$.

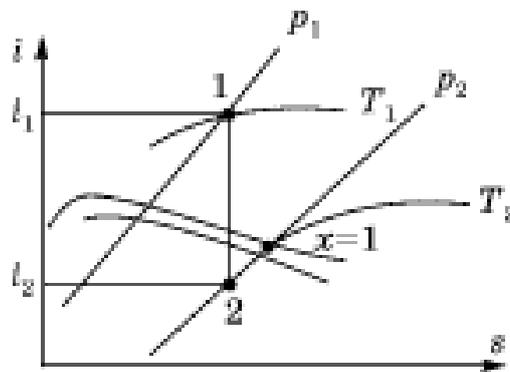


Рис. 1.42
Определение энтальпии
пара в процессах
цикла Ренкина
в i - s -координатах

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

$$i_2 = c_p T_2$$

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

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 поступает 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.

Рис. 1.43
Схема паровой компрессорной холодильной установки:
 1 — холодильная камера (испаритель);
 2 — компрессор; 3 — конденсатор; 4 —
 редукционный вентиль.

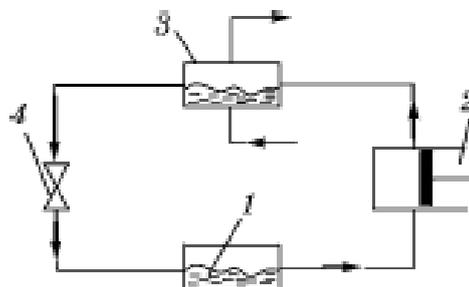
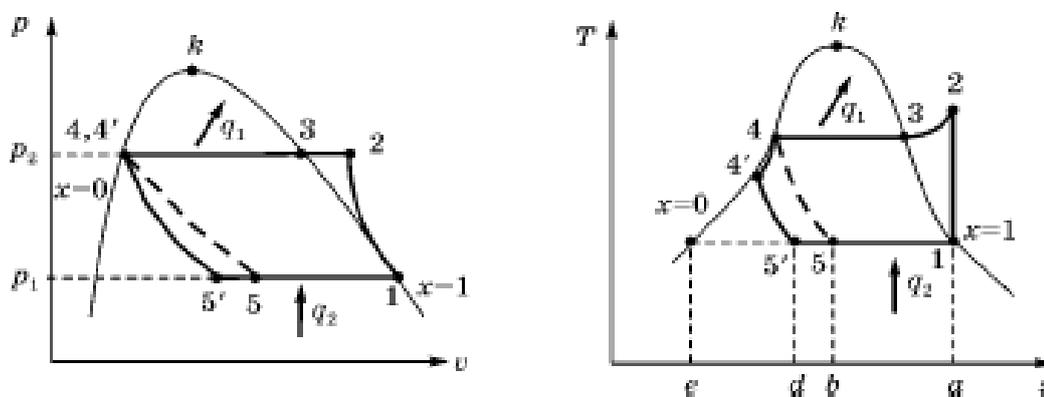


Рис. 1.44
Цикл паровой компрессорной установки в p - и T -координатах



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

$$q_2 = i_1 - i_5$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l} = \frac{i_1 - i_5}{i_2 - i_1}$$

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 тела.

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 T_c координатах, где c – массовая доля высококипящего компонента (сплошная линия на рис. 1.45).

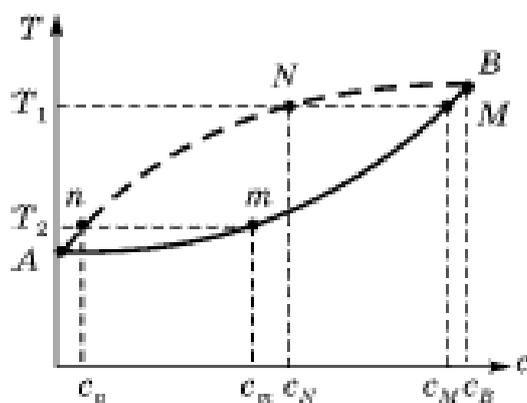


Рис. 1.45
Цикл абсорбционной
холодильной установки
в Tc -координатах

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 T_c координатах пунктирной линией. 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 $c_m < c < c_n$.

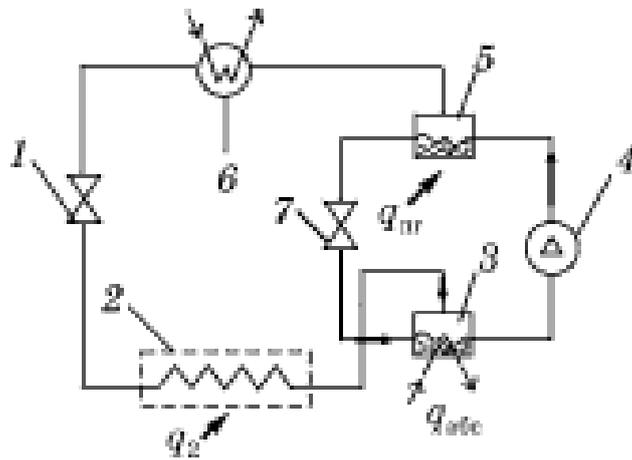


Рис. 1.46
Схема абсорбционной
холодильной установки

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, где за счет тепла $q_{\text{пг}}$, 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

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_{\text{пг}}}$$

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

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

РАЗДЕЛ 3. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТЕПЛООБМЕНА.

1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ ТЕПЛООБМЕНА. ПЕРЕДАЧА ТЕПЛОТЫ ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬЮ.

Основные понятия теплообмена.

Теплообмен представляет собой *необратимый и самопроизвольный процесс переноса теплоты* в пространстве (теле или нескольких соприкасающихся телах). Теплообмен, или теплопередача, происходит благодаря обмену внутренней энергией между отдельными элементами, областями рассматриваемой среды или тела, в ходе которого теплота переходит из ее более нагретых областей в менее нагретые, или от более нагретого тела к менее нагретому телу через пространство, разделяющее эти тела. Процесс теплообмена продолжается до тех пор, пока температура всего рассматриваемого пространства, тела или системы тел не выравнивается.

Перенос теплоты может осуществляться тремя способами: теплопроводностью (кондукцией), конвекцией и тепловым излучением.

Теплопроводность – это перенос теплоты в пространстве или теле между молекулами (атомами) из которых оно состоит, находящихся в непосредственной близости за счет их движения. При этом частицы между собой не перемешиваются. В твердых телах передача теплоты возможна только теплопроводностью.

Конвекция – это перенос теплоты от более нагретых объемов жидкости или газа к менее нагретым, осуществляемый благодаря перемещению в пространстве данных объемов 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 жидкостях и газах конвекция всегда сопровождается

теплопроводностью. Если теплообмен осуществляется между твердыми стенками и жидкостью или газом, то, то он называется *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.

Все виды теплообмена, как правило, взаимосвязаны и сопутствуют один другому. В практических расчетах сложные сочетания различных видов теплообмена разделяют и сводят задачу к какому-либо одному.

Теплообмен характеризуется изменением температуры по координатам пространства и во времени

$$T = f(x, y, z, t), \quad (5.1)$$

здесь x, y, z – координаты пространства, t – время.

Совокупность значений температуры во всех точках какой-либо пространственной области в каждый фиксированный 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 поверхность, называются *изотермической поверхностью*. Если изотермическую поверхность разбить какой-либо плоскостью, то линия, лежащая на пересечении поверхности и плоскости, называется *изотермой*.

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 (или Дж/с). Плотность теплового потока (поверхностный тепловой поток) – это тепловой поток, отнесенный к единице площади поверхности q , Вт/м².

$$q = \frac{Q}{S}, \quad (5.2)$$

где S – площадь поверхности, через которую проходит тепловой поток Q .

Передача теплоты теплопроводностью

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

$$\vec{q} = -\lambda \text{grad}T, \quad (5.3)$$

где λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К), который численно равен тепловому потоку в 1 Вт при градиенте температур в 1 градус через поверхность толщиной в 1 м. Коэффициент теплопроводности характеризует теплопроводящие свойства материала. Градиент температуры, $\text{grad}T$ – вектор, показывающий направление наибольшего роста температуры в теле. Знак «минус» в формуле (5.3) означает, что тепловой поток направлен противоположно градиенту температуры. Выражение (5.3) называют векторной формой записи закона Фурье. Операция «градиент» может быть

записана через оператор набла: $\text{grad}T = \nabla T = \frac{\partial T}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial T}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial T}{\partial z} \vec{k} = \frac{\partial T}{\partial n}$. Здесь \vec{n}

– единичный вектор нормали к изотермической поверхности. Абсолютная величина вектора $\text{grad}T$ равна изменению температуры на единице длины перемещения в направлении \vec{n} , или можно сказать, что длина данного вектора равна скорости возрастания температуры в данном направлении.

В скалярном виде закон Фурье имеет вид:

$$dQ = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n} ds dt, \quad (5.4)$$

где dQ – количество теплоты переданное через элементарный участок ds изотермической поверхности за время dt по направлению нормали к площадке.

Величина коэффициента теплопроводности λ зависит от температуры, плотности, влажности, материала. Его значения приведены в теплотехнических справочниках. Наибольшая теплопроводность у металлов, коэффициент теплопроводности которых $\lambda = 3 \dots 450$ Вт/(м·К). Коэффициент теплопроводности 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).

Таким образом, для вычисления количества теплоты, проходящей через какую-либо площадку твердого тела, нужно знать температурное поле внутри тела. Это составляет главную задачу теории теплопроводности.

Связь между всеми переменными, характеризующими процесс передачи теплоты теплопроводностью, устанавливается дифференциальным уравнением теплопроводности. Для его вывода используется закон сохранения энергии и закон Фурье. Приведем дифференциальное уравнение теплопроводности (уравнение Фурье) без вывода:

$$c\rho \frac{\partial T}{\partial t} = \operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} T) + S(M, t), \quad (5.5)$$

где $S(M, t)$ – функция плотности тепловых источников, она отлична от нуля, если в объеме тела есть источники тепла; c , ρ , λ – удельная теплоемкость, плотность и теплопроводность соответственно. Разделив на $c\rho$ уравнение (5.5), а также учтя, что $\operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} T) = \nabla^2$, можно записать:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \nabla^2 T + \frac{1}{c\rho} S(M, t), \quad (5.6)$$

здесь $a = \frac{\lambda}{c\rho}$ – коэффициент температуропроводности, м²/с.

В отличие от λ , которая характеризует теплопроводящую способность тела, коэффициент температуропроводности a характеризует его теплоинерционные свойства и является мерой скорости выравнивания температурного поля в рассматриваемой среде. Также можно сказать, что a характеризует способность вещества изменять свою температуру с большей

или меньшей скоростью.

В практических расчетах, например при расчете толщины стен помещения или расчете теплоизоляции различных технических устройств, часто встречается случай стационарной теплопроводности в плоской однослойной или многослойной стенке.

Вычислим удельный тепловой поток в плоской однослойной стенке. Рассмотрим стенку толщиной δ , м. Одна поверхность стенки имеет температуру $t_{cm1} = const$, другая – $t_{cm2} = const$, причем $t_{cm1} > t_{cm2}$. Поверхностный тепловой поток через стенку q , Вт/м² будет направлен от t_{cm1} к t_{cm2} (рис. 5.1).

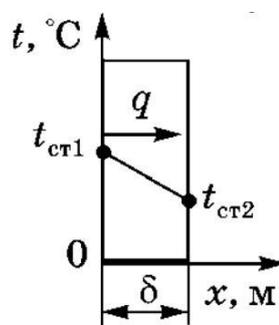


Рис. 5.1. Стационарная теплопроводность в плоской однослойной стенке.

Так как тепловой поток не изменяется во времени (условие стационарной теплопроводности) и температура изменяется только в направлении оси x , то можно записать уравнение Фурье в виде:

$$q = -\lambda \frac{dT}{dx} = const, \quad (5.7)$$

Проинтегрировав получим:

$$T = -\left(\frac{q}{\lambda} x\right) + C, \quad (5.8)$$

где C – постоянная интегрирования на границе стенки. Граничные условия:

если $x = 0$, то $t = t_{cm1}$ и $c = t_{cm1}$;

если $x = \delta$, то $t = t_{cm2}$.

Подставив найденные из граничных условий значения в (5.8) и выразив q , получим:

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{cm1} - t_{cm2}) = \frac{t_{cm1} - t_{cm2}}{\delta / \lambda} = \frac{t_{cm1} - t_{cm2}}{R_\lambda}, \quad (5.9)$$

где $R_\lambda = \frac{\delta}{\lambda}$ – термическое сопротивление плоской однослойной стенки, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

Из уравнения (5.8) следует, что в плоской однородной стенке при стационарной теплопроводности температура распределяется по линейному закону, причем угловой коэффициент прямой линии равен $\frac{\delta}{\lambda}$, и определяет интенсивность падения температуры.

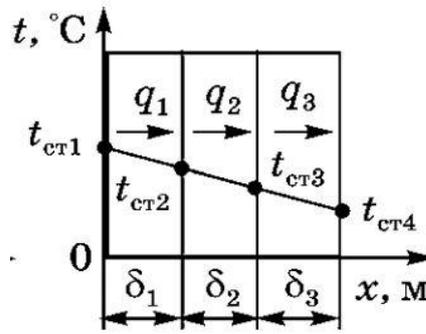


Рис. 5.2. Стационарная теплопроводность в плоской многослойной стенке.

Схема стационарной теплопроводности в плоской многослойной стенке показана на рис. 5.2. Для этого случая на основе закона Фурье можно записать следующее уравнение для поверхностного теплового потока:

$$q = \frac{t_{cm1} - t_{cmn+1}}{\sum_{i=1}^n R_{\lambda_i}} = \frac{t_{cm1} - t_{cmn+1}}{R_\lambda}, \quad (5.10)$$

$$R_\lambda = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\delta_i}{\lambda_i} \right), \quad (5.11)$$

$$Q = qS, \quad (5.12)$$

n – число слоев стенки, δ_i – толщина i -го слоя стенки, λ_i – коэффициент теплопроводности i -го слоя стенки, R_{λ_i} – термическое сопротивление i -го слоя стенки, R_λ – полное термическое сопротивление многослойной стенки, S – площадь поверхности стенки.

2. ПЕРЕДАЧА ТЕПЛОТЫ КОНВЕКЦИЕЙ И ИЗЛУЧЕНИЕМ

Закон Ньютона-Рихмана

Теплоотдача – это процесс теплового взаимодействия между поверхностью твердого тела и жидкой (или газообразной) средой, омывающей эту поверхность. Перенос тепла связан с переносом массы самой жидкости, поэтому конвекция возможна только в тех средах, частицы которых легко перемещаются. Движение жидкости различают естественное и вынужденное. Естественная, или свободная, конвекция возникает из-за разности плотностей нагретых и холодных объемов жидкости. Теплая жидкость (имея меньшую плотность) всплывает, холодная – опускается. Интенсивность естественной конвекции зависит от разности температур холодной и теплой жидкости, от тепловых условий процесса, объема пространства и рода жидкости.

Для конвективного описания теплоотдачи используется основной закон конвективного теплообмена – закон Ньютона-Рихмана: *плотность теплового потока пропорциональна разности температур поверхности теплообмена и жидкости:*

$$q = \alpha |t_{cm} - t_{жс}|, \quad (6.1)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·град); t_{cm} , $t_{жс}$ – температура теплоотдающей поверхности и жидкости соответственно.

Если теплообмен происходит на поверхности площадью S , то общее количество тепла (тепловой поток), передаваемое, жидкости или газу, можно вычислить по формуле:

$$Q = \alpha |t_{cm} - t_{жс}| S. \quad (6.2)$$

Разность температур $|t_{cm} - t_{жс}|$ в уравнениях (6.1) и (6.2) называется *температурным напором* и всегда принимается по модулю.

Физический смысл коэффициента теплоотдачи α – количество теплоты q , Вт, передаваемое за счет теплоотдачи через единичную площадь

поверхности теплообмена $S = 1 \text{ м}^2$ в единицу времени $t = 1 \text{ с.}$ при температурном напоре, равном 1 град. Теплоотдача является сложным процессом с точки зрения его описания, а коэффициент теплоотдачи является сложной функцией различных переменных, характеризующих процесс теплообмена. Так коэффициент теплоотдачи зависит от вязкости, плотности, коэффициента объемного расширения, температуры, геометрических характеристик теплоотдающей поверхности, а также от режима движения жидкости (ламинарного или турбулентного) относительно поверхности теплообмена.

Примерные значения коэффициентов теплоотдачи лежат в пределах:

- при естественной конвекции в газах $\alpha = 1 \dots 20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$;
- при естественной конвекции в воде $\alpha = 100 \dots 1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$;
- при вынужденном движении газов $\alpha = 10 \dots 500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$;
- при вынужденном движении воды $\alpha = 500 \dots 10000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$;
- при кипении воды $\alpha = 2000 \dots 40000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$;
- при пленочной конденсации воды $\alpha = 4000 \dots 15000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$;
- при капельной конденсации воды $\alpha = 40000 \dots 120000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$.

Критерии подобия.

Величина, численно равная обратному значению коэффициента α , называется *внешним термическим сопротивлением* R_α , $(\text{м}^2 \cdot \text{град})/\text{Вт}$:

$$R_\alpha = \frac{1}{\alpha}.$$

Ламинарный режим движения характеризуется спокойным, струйчатым движением жидкости, турбулентный – 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:

$$Re = \frac{v_{кр} l}{\nu}. \quad (6.3)$$

Коэффициент теплоотдачи α определяется опытным путем или с использованием критериальных уравнений подобия. Рассмотрим некоторые основные критерии подобия. В конвективном теплообмене определяющим критерием подобия является число Нуссельта Nu , содержащее искомый коэффициент α :

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}, \quad (6.4)$$

где λ – теплопроводность жидкости, Вт/(м·град).

Число Нуссельта можно представить следующим образом:

$$Nu = \frac{l / \lambda}{1 / \alpha} = \frac{R_\lambda}{R_\alpha}. \quad (6.5)$$

Из соотношения (6.5) 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 :

$$Pr = \frac{\nu}{\nu}; \quad Pe = Re Pr = \frac{vl}{\nu}. \quad (6.6)$$

Критериальная зависимость для расчета коэффициента α :

$$Nu = f(Re, Pr). \quad (6.7)$$

При естественной конвекции определяющими критериями являются числа Прандтля Pr и Грасгофа Gr

$$Gr = \frac{gl^3}{\nu} |t_{cm} - t_{жс}|. \quad (6.8)$$

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 α :

$$Nu = f(Gr, Pr). \quad (6.9)$$

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 $\Delta t = t_{cm} - t_{нас.н.}$ и за счет того, что отрываются 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 q принимают минимальное значение потока $q_{кр.2}$. 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 смачиваемой 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.

Теплообмен излучением. Закон Стефана-Больцмана

Лучистый теплообмен – перенос теплоты при помощи электромагнитных волн между телами, разделенными средой воздухом. Тепловая энергия, превращаясь на поверхности тела в лучистую, передается через среду на поверхность другого тела, где вновь превращается в тепловую энергию. Основным закон теплообмена излучением определяется законом Стефана-Больцмана, установленным в 1879 г. экспериментально. Данный закон фиксирует связь между плотностью теплового потока лучистой энергии (излучательной способностью) абсолютно черного тела q_0 , Вт/м², с температурой T , К:

$$q = aC_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 = aq_0, \quad (6.10)$$

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 $t = 200$ °С), $a = 0,93$ (красный кирпич при 200 °С), $a = 0,91$ (оштукатуренная известью поверхность при $t = 10..90$ °С).

По закону Стефана-Больцмана тепловой поток q_l , Вт, излучаемый поверхностью S_1 , м², имеющей абсолютную температуру T_1 , К, на поверхность S_2 , м², с температурой T_2 :

$$Q = (q_1 - q_2)S_1\varphi_{1-2} = C_{np} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] S_1\varphi_{1-2}, \quad (6.11)$$

где C_{np} – приведенный коэффициент излучения системы тел, между которыми происходит лучистый теплообмен, Вт/(м²·К⁴); $C_{np} = 4,9$ для поверхностей в помещении; φ_{1-2} – безразмерный коэффициент облученности, показывающий долю лучистого теплового потока, приходящегося на поверхность S_2 , от всего потока, излучаемого поверхностью S_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 (6.11):

$$Q_l = \alpha_l (t_1 - t_2) S_1; \quad (6.12)$$

$$\alpha_l = \frac{\left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]}{t_1 - t_2} C_{np} \varphi_{1-2} = b_{1-2} C_{np} \varphi_{1-2}, \quad (6.13)$$

где α_l – коэффициент лучистого теплообмена на поверхности S_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. Для экранов используют материалы с малой поглотительной способностью (никелированный стальной лист, $A = 0,05$; полированный алюминиевый лист, $A = 0,26$).

РАЗДЕЛ 4. ТЕПЛОТЕХНИКА В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ

1. ТОПЛИВО. ТЕПЛОТА СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

Виды и характеристики топлива

Источником тепловой и электрической энергии на тепловых электростанциях (ТЭЦ) и в сельскохозяйственном секторе служит органическое топливо. В России доля тепло- и электроэнергии, вырабатываемой за счет сжигания топлива, составляет около 70 %.

Топливом называются углеродистые и углеводородистые вещества в основном растительного происхождения, которые при горении выделяют тепло. Органическое топливо может находиться в твердом, жидком или газообразном состоянии. По своему происхождению топливо делится на естественные виды, добываемые из недр земли, и искусственные, получаемые путем химической обработки естественного сырья. Одной из основных характеристик топлива является содержание *горючей массы*. В состав горючей массы входят *углерод, водород и летучая сера*. Основным горючим элементом топлива является углерод. Его уровень в твердом топливе варьируется от 50 до 95% при этом содержание водорода может меняться от 1 до 6,5%, а серы от 0 до 8%. Топливо 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 его горючую часть, наиболее характерную для данного вида. Состав жидкого и твердого топлива указывается в процентах по рабочей массе. Он может быть выражен уравнением

$$C^p + H^p + S^p + O^p + N^p + A^p + W^p = 100\% \quad (1)$$

где C^p – содержание углерода, %; H^p – содержание водорода, %; S^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 (7.1) представляют собой горючую часть топлива, остальные элементы называют балластом. Состав газообразного топлива выражается в процентах по рабочему объему. Он также может быть выражен уравнением

$$(H_2 + CO + H_2S + C_m H_n) + (CO_2 + SO_2 + N_2 + O_2) = 100\%, \quad (2)$$

где $(H_2 + CO + H_2S + C_m H_n)$ – горючие газы (водород, окись углерода, сероводород, углеводородные газы); $(CO_2 + SO_2 + N_2 + O_2)$ – негорючие газы (двуокись углерода, сернистый газ, азот, кислород).

Важнейшая характеристика топлива – *теплота сгорания* q^p (МДж/кг или МДж/м³), т. е. количество теплоты, выделившееся при полном сгорании единицы топлива. Выделяют *высшая* Q_g^p и *низшая* Q_n^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_n^p теплота сгорания топлива, которая определяется экспериментально или приближенно рассчитывается по формулам и приводится в справочниках

$$Q_n^p = Q_g^p - Q_w \quad (3)$$

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 $Q_n^p = 29,3$ МДж/кг (7000 ккал/кг).

Топочные устройства

Часть котельного агрегата, предназначенная для сжигания топлива с целью получения высоко нагретых продуктов сгорания с одновременной

передачей части тепла газов 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 прорезы 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. 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 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. 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» (псевдоожигение) 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 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, впервые предложенный для сжигания некоторых сортов топлива (фрезерный торф, просяная лузга и т. п.), привел к созданию в топках котлов газовоздушного 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. Рассмотрим показатели работы топок.

Характеристики топок

Тепловая мощность топки Q_T , кВт (кДж/с), – количество теплоты, выделенное в топке при сжигании топлива за единицу времени:

$$Q_T = BQ_n^p \quad (4)$$

где B – массовый расход топлива, кг/с; Q_n^p – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

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_m , м²:

$$q_T = \frac{Q_T}{R_m} \quad (5)$$

Удельная тепловая нагрузка топочного объема q_v , кВт/м³ – это отношение тепловой мощности топки Q_T , кВт, к ее объему V_m , м³:

$$q_T = \frac{Q_T}{V_m} \quad (6)$$

Коэффициент полезного действия (КПД) сжигания топлива:

$$\eta_{сж} = \frac{Q_T - \Delta Q_{мех} - Q_{хим}}{Q_T} 100\%, \quad (7)$$

где $\Delta Q_{мех}$ – потеря теплоты от механической неполноты сгорания топлива, кВт; $\Delta Q_{хим}$ – 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 $SO_2 = 0$. При неполном сгорании топлива появляются $H_2 + CO + C_mH_n$ 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 ($м^3/кг$)

$$V_0 = 0,0889C_p + 0,265H_p - 0,033(S_p^p - O^p) \quad (8)$$

Для газообразного топлива ($м^3/м^3$):

$$V_0 = 0,0476[0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + s(n + m/4) \cdot C_nH_m - O_2]. \quad (9)$$

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, $м^3/кг$:

Полный объем продуктов сгорания V_r , $м^3/кг$:

$$V_{\Gamma} = V_{RO_{\Gamma}} + V_{R_{\Gamma}} + V_{H_2O} \quad (10)$$

Для газообразного топлива объемы выражаются ($\text{м}^3/\text{м}^3$):

$$\begin{aligned} V_{RO_{\Gamma}} &= 0,01(CO_2 + CO + H_2S + \sum C_n H_m), \\ V_{H_2O} &= 0,01\left(H_2 + H_2S + \sum \frac{m}{2} C_n H_m\right) + 0,0161\alpha V_0. \end{aligned} \quad (11)$$

По объемам и температуре продуктов сгорания определяется *удельная энтальпия* для твердого (жидкого) топлива i_R , кДж/кг и для газообразного топлива – i_{Γ} , кДж/ м^3 ,

где C'_{CO_2} , C'_{N_2} , C_{H_2O} – объемные удельные теплоемкости при постоянном давлении для двуокиси углерода, азота и водяного пара, кДж/(м^3 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.

2. КОТЛЫ И КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Устройство котельных установок

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, производственноотопительные, пиковые, энергетические*.

На рис. 8.1 приведена простейшая схема отопительной котельной.

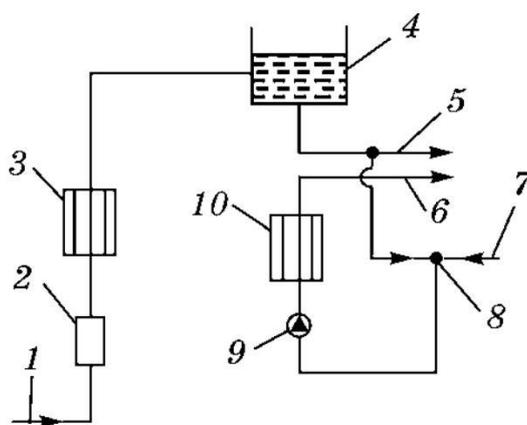


Рис. 8.1. Схема простейшей отопительной котельной: 1 – подвод воды; 2 – магнитная обработка воды; 3 – котел ГВС; 4 – аккумулятор горячей воды; 5,6 – подача воды на ГВС и в систему отопления; 7 – обратная вода из системы отопления; 8 подпитка системы котла; 9 – насос; 10 – водогрейный котел.

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 обратной 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 случае внезапного падения давления 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.

Типы котлов

Одними из первых котлов получивших большое распространение стали паровые котлы *барabanного* типа.

Самым первым среди них был *цилиндрический* котел, конструкции

Паппена (конец XVII в., рис. 8.2). Развитие котлов барабанного типа шло в направлении *увеличения поверхности их нагрева*, омываемой с одной стороны газами, с другой – водой.

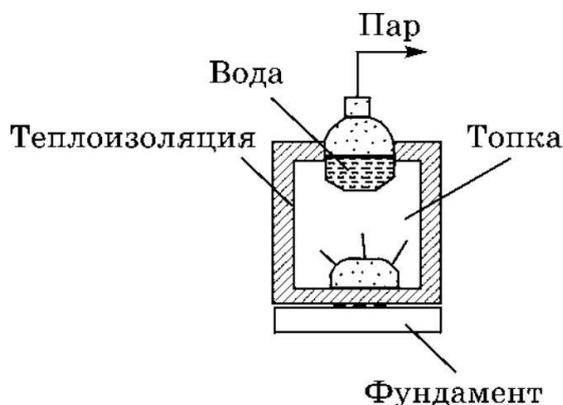


Рис. 8.2. Схема цилиндрического парового котла низкого давления.

В отопительной технике распространение получили *жаротрубные котлы*. Такой котел (рис. 8.3) состоит из цилиндрического барабана и вставленной внутрь него одной или двух жаровых труб.

Котлы с одной жаровой трубой называются *корт-валлийскими*, с двумя жаровыми трубами – *ланкаширскими*.

В жаровой трубе помещается колосниковая решетка, на которой происходит сгорание топлива. Дымовые газы, образующиеся в результате горения топлива, из топki поступают в жаровую трубу, являющуюся первым дымоходом.

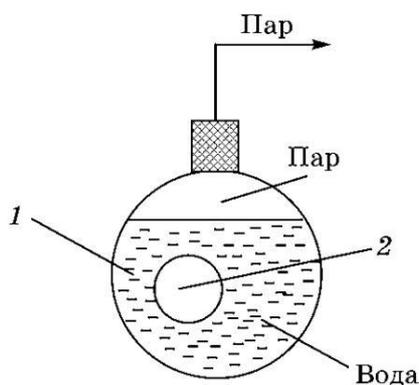


Рис. 8.3 Схема кортваллийского жаротрубного котла: 1 – барабан; 2 – жаровая труба.

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*, сообщающиеся 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. 8.4).

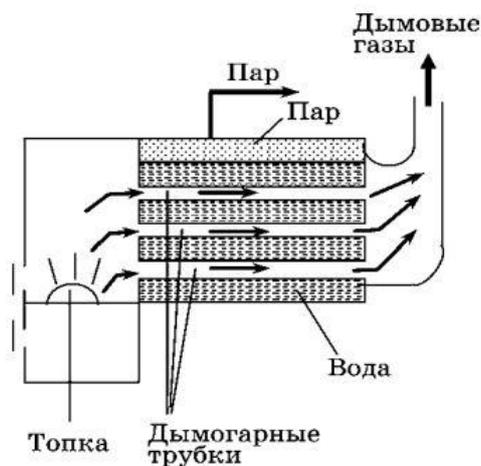


Рис. 8.4. Схема дымогарного котла.

Комбинацией жаротрубного и дымогарного котлов является *жаротрубно-дымогарный котел* (рис. 8.5). Такие котлы встречаются в практике до настоящего времени, например Д-721.

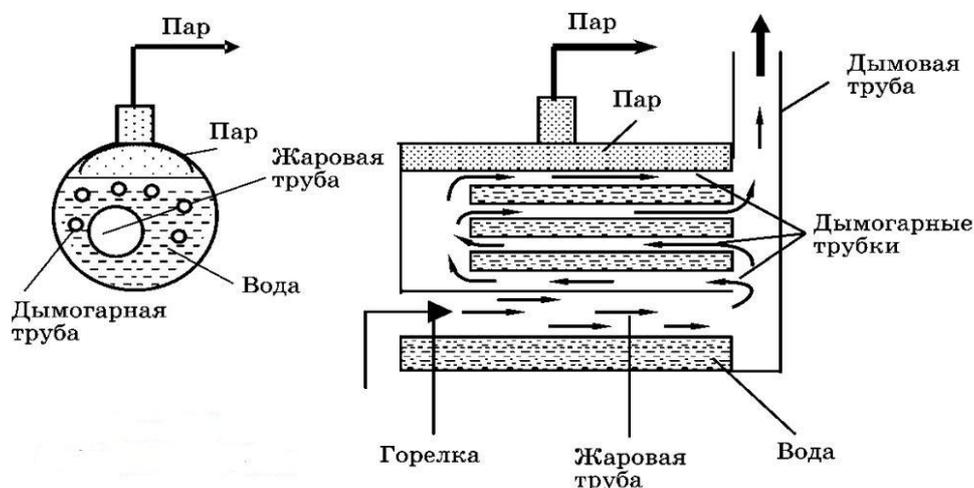


Рис. 8.5. Схема жаротрубно-дымогарного котла.

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 (рис. 8.6).

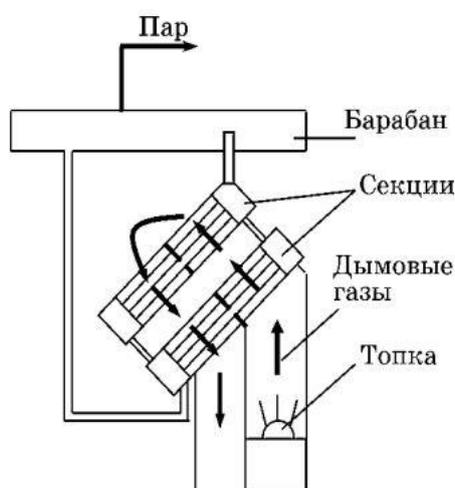


Рис. 8.6. Схема горизонтального водотрубного котла.

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. 8.7). Применение дутьевых вентиляторов для интенсификации горения позволило почти вдвое повысить паропроизводительность котлов. Дальнейшее ее увеличение стало возможным с применением принудительной циркуляции воды.

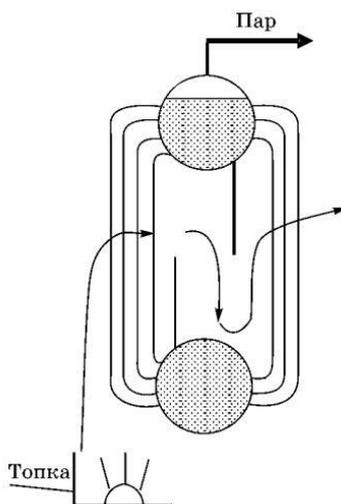


Рис. 8.7. Схема вертикального двухбарабанного парового котла.

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 (паропроизводительность до 2,78 кг/с); второй группы 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.

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 $T = 273$ К и $p = 0,1$ МПа) на основе нормативных данных для определения расхода топлива.

Уравнение теплового баланса:

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad (8.1)$$

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:

$$Q_p^p = Q_n^p + Q_{фв} + Q_{фм} \quad (8.2)$$

где $Q_n^p, Q_{фв}, Q_{фм}$ – 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

$$Q_p^p = Q_n^p \quad (8.3)$$

Если отнести составляющие теплового баланса к Q_p^p и выразить их доли в процентах, то получим

$$(q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) \cdot 100 = 100\% \quad (8.4)$$

Полезная теплота Q_1 , кДж:

$$Q_1 = \frac{D}{B}(i_n - i_{n.e.}) + \frac{D_{np}}{D}(i' - i_{n.e.}), \quad (8.5)$$

где D – паропроизводительность котлоагрегата, кг/с; D_{np} – количество продувочной воды, кг/с; B – расход топлива, кг/с ($\text{м}^3/\text{с}$); i_n , $i_{n.e.}$, 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°С. При отсутствии устройств температура газов – 250...400°С. При уменьшении избытка воздуха q_2 снижается.

Потеря теплоты от химической неполноты сгорания топлива q_3 обусловлена наличием в уходящих газах продуктов незавершенного горения (CO , H_2 , CH_4 , C_m , H_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 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, %:

$$\eta_{к.а.} = \frac{Q_1}{Q_p} 100 = 100 - (q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6). \quad (8.6)$$

Расход топлива B , кг/с:

$$B = \frac{D}{B} (i_n - i_{н.в.}) + \frac{D_{np}}{D} (i' - i_{н.в.}), \quad (8.7)$$

3. ОТОПЛЕНИЕ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ

Тепловой режим помещений

В сельскохозяйственных производственных помещениях необходимо создать оптимальный микроклимат, обеспечивающий наивысшую продуктивность животных и растений. Под *микроклиматом* понимают совокупность параметров воздуха, которые характеризуют его состояние в помещении.

Основными показателями микроклимата являются температура, влажность среды, содержание вредных газов и скорость воздушного потока в помещении. При этом имеет значение сочетание этих параметров, например температурно-влажностный фактор.

Совокупность факторов, обуславливающих тепловую обстановку в помещении, называют *тепловым режимом помещения*. Вследствие выделения водяных паров и газов в помещении кроме теплообмена происходит массообмен. Эти взаимосвязанные процессы сложны и еще недостаточно изучены.

Температура окружающего воздуха изменяется не только в течение года, но и в течение суток. Поэтому процессы теплообмена через ограждающие конструкции имеют нестационарный характер.

Чтобы обеспечить комфортные условия в помещении и, в первую очередь, требуемую температуру, необходимо знать закономерности передачи теплоты в помещении.

Тепловой баланс любой поверхности ограждающих конструкций в помещении выражается уравнением

$$T_i + K_i + L_i = 0, \quad (9.1)$$

где T_i , K_i и L_i – кондуктивная, конвективная и лучистая составляющие теплообмена в помещении и поверхности ограждающих конструкций. Это

уравнение учитывает параметры тепловых потоков в помещении, внутри ограждения и, следовательно, описывает тепловой режим помещения. На значение этих параметров влияют продукты жизнедеятельности животных и растений, а также внешние тепловые и аэродинамические воздействия.

Тепловой режим помещения зависит от теплофизических характеристик строительного материала ограждающих конструкций. В большинстве своем строительные материалы – это сложные капиллярнопористые тела. Поры заполнены воздухом и влагой, которая может быть в разном агрегатном состоянии. С изменением климатических условий теплофизические характеристики строительных материалов могут заметно изменяться.

Основными теплофизическими характеристиками строительных материалов являются удельная теплоемкость c и теплопроводность λ . К важным свойствам строительных материалов относят их влаго- и воздухопроницаемость.

С увеличением пористости материала уменьшается значение теплопроводности λ . Это вызвано тем, что в порах, особенно в мелких, находится воздух, обладающий низкой теплопроводностью. Для материалов, используемых в строительстве, значения λ колеблются в пределах 0,1-1,05 Вт/(м² · К). Для изоляционных строительных материалов $\lambda = 0,045-0,1$ Вт/(м² · К).

К строительным конструкциям относят также светопрозрачные ограждения. В сельскохозяйственных производственных сооружениях пол чаще всего расположен непосредственно на грунте, поэтому тепловой режим последнего играет немалую роль в тепловом балансе помещения. Существенное влияние на тепловое состояние помещения оказывает *влажностный режим* ограждений.

Строительный материал представляет собой открытую гетерогенную систему, состоящую из скелета материала, влаги и воздуха. Между ними происходят сложные процессы тепломассопереноса. Перенос теплоты и массы зависит от разности потенциалов переноса. Потенциалом переноса

теплоты является температура.

А. В. Лыков по аналогии с тепловым потенциалом ввел для массообмена понятие потенциала переноса влаги во влажных материалах: это некоторая функция влагосодержания и внешних параметров, характеризующая распределение влаги в теле или системе тел.

Потенциал влагопереноса Θ играет такую же роль в процессе переноса влаги, как температура в процессе переноса теплоты. Тем самым потенциал Θ является важной характеристикой для оценки влагообмена во влажных материалах.

Среднее значение потенциала влажности толщи ограждения Θ_{cp} можно принять равным полусумме потенциалов влажности внутреннего $\Theta_{в}$ и наружного $\Theta_{н}$ воздуха:

$$\Theta_{cp} = (\Theta_{в} + \Theta_{н}) / 2. \quad (9.2)$$

По аналогии с процессом теплопроводности принимают, что плотность потока влаги j пропорциональна градиенту потенциала влажности:

$$j = -\lambda_{в} \frac{\partial \Theta}{\partial x} t, \quad (9.3)$$

где $\lambda_{в}$ – коэффициент влагопроводности; $\frac{\partial \Theta}{\partial x} t = \nabla \Theta$ – градиент потенциала влажности.

Тепловые потери и теплопоступления через ограждающие конструкции могут изменить тепловой режим помещения. Очевидно, что параметры воздуха внутри помещения должны быть устойчивыми по отношению к возможным колебаниям температуры наружного воздуха.

Интенсивность и колебательный характер стоков и истоков теплоты, а также теплофизические характеристики ограждения определяют *теплоустойчивость помещения*, под которой принято понимать свойство поддерживать относительно постоянное значение температуры воздуха в помещении при колебаниях тепловых потоков.

Колебания стоков и истоков теплоты могут быть как гармоническими, так и прерывистыми. К первым относится, например, воздействие солнечной энергии на ограждения в течение суток. Примером прерывистого воздействия может быть проникновение сквозь стекла потока солнечной радиации или холодного воздуха в открытые в зимнее время ворота. Поток теплоты от оборудования, находящегося в помещении, как правило, имеет прерывистый характер.

Соотношением между колебаниями теплового потока и температуры на поверхности ограждения определяется значение так называемого *коэффициента теплоусвоения* Y . Для произвольного сечения ограждения в любой момент времени τ :

$$Y(x, \tau) = \frac{q(x, \tau)}{T(x, \tau)}, \quad (9.4)$$

где $q(x, \tau)$ и $T(x, \tau)$ – соответственно плотность теплового потока и температура в сечении x в момент времени τ .

Коэффициент теплоусвоения Y и коэффициент теплоотдачи конвекцией α_k определяют значение *коэффициента теплопоглощения ограждения* B . Для отдельного i -го ограждения:

$$B_i = \frac{C_i}{\frac{1}{Y_i} + \frac{1}{\alpha_k}}, \quad (9.5)$$

Значение коэффициента C_i колеблется в небольших пределах. Можно принять $C_i = 1,05$.

Произведение коэффициента теплопоглощения ограждений на площадь A_i всех поверхностей помещения определяет теплопоглощение помещения:

$$P = \sum B_i A_i \quad (9.5)$$

Следовательно, значение P равно сумме теплопоглощающей поверхности всех помещений. Очевидно, чем больше значение P , тем тепловой режим в помещении более устойчив к возможным колебаниям истоков и стоков теплоты.

Воздушный режим помещений

При воздухообмене воздух поступает в помещение в виде струйных потоков. *Воздушная струя* – это направленный поток воздуха, поступающего в среду помещения. Струю, распространяющуюся в покоящейся среде, называют *затопленной*. Характерной особенностью струйных течений является то, что вблизи поверхности раздела, где возникают так называемые поверхности тангенциального разрыва, велики градиенты скоростей, температур, параметров торможения, тогда как распределение статического давления оказывается непрерывным.

На поверхности тангенциального разрыва происходит интенсивный обмен вихревыми полями, массой, импульсом и энергией. В связи с этим на границе двух струй формируется область с непрерывным распределением параметров течения, называемая *струйным турбулентным пограничным слоем*. Структура турбулентности в таком слое предполагает существование двух форм турбулентного обмена: градиентной диффузии, обусловленной мелкомасштабной турбулентностью, и объемной конвекции, осуществляемой переносом вращающихся вихрей.

В области, лежащей между внутренними границами пограничного слоя, расположено потенциальное ядро течения. Этот участок называют *начальным*. Утолщение струйного пограничного слоя, а также проникновение вихрей в потенциальное ядро постоянной скорости приводят к постепенному уменьшению поперечного размера ядра. На некотором расстоянии от начального начинается *основной* участок, характерной особенностью которого являются подобие безразмерных профилей скорости и относительно слабо меняющийся по сечению и вдоль оси уровень турбулентности. Между начальным и основным участками струи расположен *переходный* участок. В инженерных задачах турбулентную струю схематизируют, переходным участком пренебрегают.

Струи делят на осесимметричные, которые вытекают из приточных

отверстий (круглого, квадратного и прямоугольного с соизмеримыми сторонами); плоские, исходящие из щелевых отверстий; веерные, исходящие из вентиляционных решеток с принудительным рассеиванием. Характеристики неизотермических струй на некотором расстоянии x , м, от отверстия таковы:

а) скорость на оси струй, м/с: осесимметричных и веерных $u_x = M/x$, плоских $u_x = M/\sqrt{x}$;

б) избыточная температура на оси струй, °С: осесимметричных и веерных $v = N/x$, плоских $v = N/\sqrt{x}$;

в) секундный расход воздуха, м³/с, перемещаемого в струе: осесимметричной $Q_x = 6,28C^2Mx$, плоской $Q_x = 2CMI\sqrt{x}$, веерной $Q_x = 2CM\beta x$ где β – угол рассеивания струи, рад; l – длина щелевидного отверстия; $C = 0,082$ для осесимметричных и $C = 0,12$ для плоских и веерных струй; M и N – соответственно кинематическая и тепловая характеристики струй.

Под *воздушным режимом* здания понимают непрерывный процесс обмена воздуха помещения с наружным воздухом. Воздухообмен может быть искусственным или естественным. В первом случае он обеспечивается работой предназначенных для этой цели побудителей движения воздуха. Во втором – воздухообмен обусловлен естественными силами, а именно ветровым давлением или гравитационными силами.

Разность температур внутреннего и наружного воздуха вызывает гравитационное давление. Под действием ветра на наветренной стороне возникает избыточное статическое давление, а на заветренной – разрежение. Поэтому давление с внешней стороны ограждения отличается от давления воздуха в помещении.

Естественный воздухообмен, обусловленный гравитационным давлением и действием ветра, называют *аэрацией* помещения. В определенных пределах такой воздухообмен можно регулировать.

Под влиянием указанных выше естественных сил происходит ин-

фильтрация или эксфильтрация воздуха, т. е. его проникновение в помещение или убыль из помещения через ограждающие конструкции. Интенсивность этих процессов, а также размещение по высоте здания соответствующих зон зависят от многих факторов: систем естественной вентиляции, времени года, силы ветра, конструктивных особенностей здания и пр.

Инфильтрация и эксфильтрация воздуха оказывают влияние на тепловой режим здания и являются одними из источников нарушения комфортности в помещении.

Воздухообмен, обусловленный ветровым напором, зависит от скорости ветра. Если считать, что температура воздуха внутри помещения и снаружи одинакова, т. е. если исключить действие гравитационного напора, то эпюры давлений с наветренной и заветренной сторон будут равны.

Чтобы уменьшить или предотвратить прорыв холодного воздуха в помещение, у входных дверей или ворот устанавливают *завесы воздушные* или *воздушные тепловые*.

Для создания завесы воздух, как правило, забирается вентилятором из верхней части помещения и направляется под углом к направлению холодного воздушного потока, поступающего через проемы ворот или дверей. Начальная скорость струи должна быть равна 12-16 м/с.

Горячее водоснабжение и кондиционирование воздуха

В производственных и бытовых помещениях необходимо создать оптимальные условия, обеспечивающие высокую производительность труда. Совокупность физических свойств и химического состава воздушной среды в помещениях, содержание в них пыли и микроорганизмов, наличие радиации и ионизации, уровень освещенности объединены в понятие *микроклимата* помещений. Микроклимат определяется физиологическими, метеорологическими и техническими факторами.

К физиологическим факторам относятся температура, влажность, скорость движения воздуха, содержание газов в помещении, ионизация, освещенность, от чего зависят производительность труда рабочих, продуктивность животных, птицы, рост растений, а также сохранность овощей и фруктов в хранилищах.

Метеорологические факторы – условия окружающей среды, которые формируют микроклимат помещений через ограждающие конструкции, вентиляцию или кондиционирование.

Технические факторы – конструкция зданий с теплоизоляцией ограждающих поверхностей, вентиляцией и отоплением, освещением.

Системой теплоснабжения называют комплекс устройств, предназначенных для производства, транспортирования и использования теплоты. В ее состав входят: источники теплоты, тепловые сети, тепловые пункты и потребители теплоты.

Потребители теплоты подразделяются на сезонные и круглогодичные. К сезонным потребителям теплоты относят отопление, вентиляцию и кондиционирование воздуха. Потребляемая тепловая мощность и закономерность ее изменения зависят от климатических условий. Сезонное тепловое потребление изменяется на протяжении года, но сравнительно постоянно в определенное время года. В холодный период тепловая мощность потребителей растет с уменьшением наружной температуры.

К круглогодичным потребителям теплоты относятся горячее водоснабжение и технологические процессы (кормозапаривание, пастеризация молока и пр.). Потребление теплоты на технологические нужды и на горячее водоснабжение относительно постоянно на протяжении года и почти не зависит от температуры окружающей среды. Максимальные расходы теплоты на технологические нужды и на горячее водоснабжение могут не совпадать по времени, что следует учитывать при определении расчетного расхода теплоты.

В зданиях, сооружениях и помещениях с *постоянным тепловым режимом* для поддержания внутренней температуры на заданном уровне сопоставляются *теплопотери* и *теплопоступления*.

В производственных зданиях тепловой баланс составляют с учетом интервала технологического цикла с минимальным уровнем теплопоступлений. В жилых домах учитываются бытовые тепловыделения. Для расчета общественных зданий принимают, что в помещениях нет людей, отсутствуют искусственное освещение и прочие источники теплоты.

В зданиях, сооружениях и помещениях со *сменным тепловым режимом* нормированную температуру внутреннего воздуха поддерживают только в рабочее время. Для отопления в нерабочие часы проектируют специальные установки, тепловую мощность которых определяют в соответствии с теплопотерями, происходящими при сниженной температуре помещения в этот период времени. Запас мощности должен быть достаточным для форсированного прогрева помещения перед началом работы.

Тепловые потери через конструкционные ограждения состоят из теплопотерь каждой строительной ограждающей конструкции помещения, которые определяются по формуле

$$Q_0 = \frac{1}{R_0} F(t_g - t_n)(1 + \Sigma\beta)n, \quad (9.6)$$

где F – площадь поверхности ограждающей конструкции, м^2 ; R_0 – сопротивление теплопередаче ограждения, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, определяемое согласно СНиП II-3-79** с учетом нормативов минимального термического сопротивления ограждения; t_g – расчетная температура внутреннего воздуха, $^{\circ}\text{C}$, принимаемая согласно нормам проектирования зданий разного назначения с учетом повышения ее в зависимости от высоты помещения; t_n – расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления, $^{\circ}\text{C}$, принимаемая по данным приложения 8 СНиП 2.04.05-91, или температура воздуха близлежащего помещения, если его температура

большее чем на 3 °С отличается от температуры помещения, для которого рассчитываются теплопотери; n – коэффициент, зависящий от положения наружной поверхности ограждающей конструкции по отношению к наружному воздуху (определяется согласно СНиП II-3-79**); β – дополнительные потери теплоты в долях от основных теплопотерь, которые учитываются для наружных вертикальных и наклонных ограждающих конструкций здания.

Площадь поверхности наружных и внутренних ограждений здания F при расчете теплопотерь помещений определяют (с точностью до 0,1 м²) по нормам на проектирование.

Сопротивление теплопередаче ограждения R_o рассчитывают для каждой ограждающей поверхности по формуле

$$R_o = \frac{1}{\alpha_e} + R_k + \frac{1}{\alpha_n}, \quad (9.7)$$

где R_k – термическое сопротивление ограждающей конструкции, м² · К/Вт; α_e и α_n – коэффициенты теплообмена внутренней и наружной поверхностей ограждений, Вт/(м² · К).

Термическое сопротивление R_k , м² · К/Вт, ограждающей конструкции с однородными слоями разных материалов, расположенными последовательно по направлению движения теплового потока, определяется суммой термических сопротивлений отдельных слоев:

$$R_k = R_1 + R_2 + \dots + R_n + R_{в.п.}, \quad (9.7)$$

где R_1, R_2, \dots, R_n – термические сопротивления отдельных слоев ограждающей конструкции, м²·К/Вт; $R_{в.п.}$ – термическое сопротивление закрытой воздушной прослойки, м² ·К/Вт.

Термическое сопротивление каждого i -го слоя ограждающей конструкции рассчитывают так:

$$R_i = \delta / \lambda, \quad (9.8)$$

где δ_i – толщина слоя, м; λ – расчетный коэффициент теплопроводности материала слоя, Вт/(м · К).

Коэффициент теплообмена α_g внутренней поверхности ограждающей конструкции принимают согласно данным табл. 4* СНиП II-3-79**): для гладких поверхностей и потолков с выступающими ребрами $\alpha_g = 8,7$ Вт/(м²·К) при $h/a = 0,03$; для потолков $\alpha_g = 7,6$ Вт/(м²·К) при $h/a > 0,3$, где h — высота ребер, a — расстояние между гранями соседних ребер.

Для внутренней поверхности ограждающих конструкций животноводческих помещений и птичников α_g принимают согласно СНиП 2.10.03-84. В частности, для стен таких помещений, плотность заполнения которых превышает 80 кг живой массы на 1 м² пола, $\alpha_g = 12$ Вт/(м²·К); если плотность заполнения меньше 80 кг живой массы на 1 м² пола, то $\alpha_g = 8,7$ Вт/(м²·К). Для потолков $\alpha_g = 8,7$ Вт/(м²·К).

Коэффициенты теплообмена α_n наружной поверхности ограждений для зимних условий приведены в табл. 6* СНиП II-3-79**). Для наружных стен, покрытий, перекрытий над проездами и над холодными подпольями $\alpha_n = 23$ Вт/(м²·К); для перекрытий и над холодными подвалами, которые соединяются с наружным воздухом, а также для перекрытий над холодными подпольями $\alpha_n = 17$ Вт/(м²·К); для чердачных, а также наружных стен с воздушной вентилируемой прослойкой $\alpha_n = 12$ Вт/(м²·К); для перекрытий над неотапливаемыми подвалами без световых проемов в стенах, расположенных выше уровня земли, и над неотапливаемыми техническим подпольями, расположенными ниже уровня земли, $\alpha_n = 6$ Вт/(м²·К).

Теплотехнические характеристики, в том числе теплопроводность λ строительных материалов, приведены в СНиП II-3-79**).

Сопротивление теплопередаче $R_{в.л.}$ воздушных горизонтальных прослоек при изменении их толщины от 10 до 300 мм колеблется в пределах 0,129-0,240 м² · К/Вт. Для окон с одинарным остеклением $R_{в.л.} = 0,16-0,17$ м² · К/Вт, с двойным остеклением — 0,31-0,34 м²·К/Вт (большие значения для окон в деревянных рамах). Для деревянных дверей и ворот $R_o = 0,22$ м² · К/Вт, а для двойных — 0,43 м²·К/Вт.

Тепловые потери через внутренние ограждения небольшой площади в близлежащих помещениях, которые имеют сниженную температуру воздуха, допускается не учитывать при разнице температур $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ и меньше. Определенные теплопотери в близлежащих помещениях отнимаются от расчетных теплопотерь помещений (если они отапливаются) как теплопоступления.

Сопротивление теплопередаче через пол для неотапливаемых полов и стен, которые расположены ниже уровня грунта, следует определять с коэффициентом теплопроводности $\lambda \geq 1,2\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ по зонам (рис. 25.1) – полосам шириной 2 м, параллельным внешним стенам. Формируются зоны начиная от стен. Термическое сопротивление $R_{в.н.}$, $\text{м}^2\cdot\text{К/Вт}$, для отдельных зон неотапливаемого пола.

Дополнительные потери теплоты (в долях от основных потерь) через ограждающие строительные конструкции – коэффициент β в формуле (25.1) – определяются согласно приложению 12 СНиП 2.04.05-91.

При теплотехническом проектировании значения сопротивления теплопередаче R_o ограждающей конструкции надо принимать не меньше:

- нормативного $R_0^{нор}$;
- необходимого $R_0^{необ}$;
- экономически целесообразного $R_0^{эк}$.

Нормативные значения сопротивлений теплопередаче $R_0^{нор}$ ограждающих конструкций регламентируются для нового строительства, реконструкции и капитального ремонта действующими нормативными документами.

Необходимое сопротивление теплопередаче $R_0^{необ}$, $\text{м}^2\cdot\text{К/Вт}$, ограждающих конструкций (за исключением световых проемов) определяют по формуле

$$R_i = \frac{t_g - t_n}{\Delta t^n} R_e n, \quad (9.9)$$

где Δt^H – нормированная разница температур между температурой внутреннего воздуха и температурой внутренней поверхности ограждающей конструкции, °С (СНиП II-3-79**).

Значение $R_0^{необ}$ для дверей и ворот должно быть не меньше $R_0^{необ}$ стен зданий и сооружений.

Экономически целесообразное термическое сопротивление $R_0^{ЭК}$, м²·К/Вт, теплоизоляционного слоя многослойных конструкций, наружных конструкций или слоя однородной конструкции

$$R_0^{ЭК} = 1,9 \sqrt{\frac{n_{ym} (t_{\epsilon} - t_{от.п.}) Z_{от.п.} C_{стм} I_{стм} m}{\lambda_{ym} C_{yt} E_{н.п}}} \quad (9.10)$$

где $n_{ym} = 0,85$ – коэффициент, учитывающий приблизительное отношение термического сопротивления утеплителя к сопротивлению теплопередаче; $t_{от.п}$ – средняя температура отопительного периода, °С; $Z_{от.п.}$ – продолжительность отопительного периода, сут.; $C_{стм}$ – стоимость тепловой энергии, руб/кДж; $I_{стм}$ – коэффициент, учитывающий изменение стоимости тепловой энергии в перспективе (для производственных зданий с сухим и нормальным режимом влажности $I_{стм} = 1,2$; с мокрым и влажным режимом $I_{стм} = 1,0$); m – коэффициент, учитывающий дополнительные потери теплоты на подогрев инфильтрованного наружного воздуха ($m = 1,05$). При воздушном отоплении, совместном с приточной вентиляцией, $m = 1,0$; λ_{ym} – теплопроводность материала утеплителя, Вт/(м·К); C_{yt} – стоимость материала утеплителя или конструкционного слоя, руб/м³; $E_{н.п} = 0,8$ – нормативный коэффициент для приведения разновременных затрат, 1/год.

По значению $R_0^{ЭК}$ находят толщину утеплителя или конструкционного слоя δ_{yt} , м:

$$\delta_{yt} = R_0^{ЭК} \lambda_{ym} \quad (9.11)$$

Тепловые потери на нагревание наружного инфильтрационного воздуха Q_B определяются для каждого помещения с окнами или балконной

дверью в наружных стенах в объеме однократного воздухообмена за час по формуле

$$Q_g = 0,337 F_n h (t_g - t_n) \quad (9.12)$$

где F_n – площадь пола помещения, m^2 ; h – расстояние от пола до потолка, но не больше 3,5.

Помещения, в которых происходит более чем однократный воздухообмен в час, как правило, проектируются с приточной вентиляцией. Для помещений общественных зданий с герметически закрывающимися окнами рекомендуется принимать $Q_v = 0$ при условии, что в них непрерывно на протяжении рабочего времени будет работать система приточной вентиляции подогретым воздухом.

Потери теплоты на нагревание наружного воздуха, проникающего во входные вестибюли (холлы) через внешние двери в холодное время года при отсутствии воздухо-тепловых занавесов и одном входном тамбуре, следует рассчитывать по формуле

$$Q_g = 0,7 (H + 0,8p) (t_g - t_n) \quad (9.12)$$

где H – расстояние от низа входной двери до перекрытия лестничной клетки; p – количество людей, находящихся в здании.

4. СУШКА ПРОДУКТОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

Общие сведения и основные определения

Сушкой называют процесс, направленный на удаление влаги из влажных материалов (твердых, пастообразных, в виде растворов или суспензий). Влагу из материала можно удалить разными способами: механическим, сорбционным и тепловым.

К *механическому* способу относят фильтрацию, прессование, центрифугирование. Этот способ применяют при выделении путем фильтропрессования соков из плодов и ягод.

При *сорбционном* способе влажный материал находится в непосредственном контакте с гигроскопическими веществами (хлористым кальцием и пр.). Сорбционный метод используют для сушки материалов, к которым не применим тепловой способ (семена фасоли, сои и пр.).

При *тепловом* способе влага испаряется с поверхности тела и диффундирует в окружающий воздух. Отсюда следует, что в этом случае имеет место *термическая сушка*.

В зависимости от способа подведения теплоты к объекту сушки различают конвективный, кондуктивный (контактный), радиационный, сублимационный и электрический способы.

При *конвективном* способе теплота передается материалу путем конвекции от агента сушки (нагретый воздух или смесь нагретого воздуха с топочными газами).

Кондуктивным называют способ сушки, при котором теплота, необходимая для нагревания влажного материала и испарения жидкости, передается при непосредственном контакте теплопроводностью от нагретой поверхности к телу, подвергаемому сушке.

Контактный метод сушки используют на крупозаводах в паровых

сушилках.

Радиационная сушка может быть естественной (солнечными лучами) и искусственной (инфракрасными лучами).

Солнечная сушка имеет ограниченное применение. Для ее реализации необходима площадка из расчета 10-13 м² на 1 т зерна. В солнечную погоду в течение дня влажность зерна уменьшается на 3-4 %.

Для сушки *инфракрасными лучами* генераторами излучения служат специальные электрические лампы, керамические плиты и металлические панели, нагреваемые электротоком или газом. Они характеризуются высоким тепловым напряжением.

Сублимацию (молекулярную сушку) применяют в тех случаях, когда необходимо сохранить первоначальные свойства материалов. Так сушат фрукты, мясо, различные биологические препараты.

Сушка в *электрическом поле* токов высокой частоты (ТВЧ) заключается в том, что влажные материалы нагревают ТВЧ за счет превращения электрической энергии в теплоту. Поля температур и влагосодержаний непосредственно влияют на электрическое поле внутри материала, которое и обуславливает нагревание влажного тела.

Процесс удаления влаги из тела сопровождается нарушением связи влаги с материалом, на что расходуется энергия. От характера этой связи зависят режимы сушки, обеспечивающие наиболее эффективное удаление влаги.

Химическая связь влаги с материалом образуется в результате химической реакции и является наиболее прочной. В этом случае вода может быть удалена только за счет химических реакций. В большинстве технологических процессов эта влага из материала не удаляется.

Физико-химическая связь существует в виде двух форм: адсорбционной и осмотической. Адсорбционно связанная влага удерживается на поверхности частиц тела. Для удаления этой влаги необходимо сообщить телу соответствующее количество теплоты.

Осмотически связанная влага протекает внутрь коллоидного материала через полупроницаемые оболочки ячеек тела, чем обусловлено набухание тела.

Физико-механическая связь влаги с материалом наименее прочная. К ней относят поверхностную, т. е. влагу смачивания, и капиллярную влагу. Механически связанная влага может быть удалена механическим способом или испарением.

Влажные тела принято разделять на три группы в зависимости от преобладающей формы связи влаги с материалом.

Тела, в которых жидкость в основном связана капиллярными силами, называют *капиллярно-пористыми*. Примером таких тел могут служить влажный кварцевый песок, древесный уголь и пр.

Тела, в которых преобладает осмотически связанная влага, называют *коллоидными* (например, желатин).

Тела, содержащие осмотически связанную и капиллярную воду, называют коллоидно-капиллярно-пористыми. К ним относятся торф, древесина, некоторые строительные материалы, зерно, зеленые корма и пр.

Независимо от формы связи различают внешнюю и гигроскопическую влагу. Последняя в процессе сушки не удаляется полностью из тела. В процессе сушки большое значение имеют теплофизические характеристики влажного материала.

Влажностью материала называют отношение содержания массы жидкости m_g к единице массы влажного материала

$$w_{om} = \frac{m_g}{m_0 + m_g}, \quad (10.1)$$

где m_0 – масса сухого материала.

Влажность w_{om} выражают в килограммах на килограмм или процентах.

Влагосодержание материала – это отношение массы жидкости к массе сухого тела:

$$w_{om} = \frac{m_g}{m_0} 100. \quad (10.2)$$

В теории сушки для обозначения влагосодержания пользуются величиной u , где $u = 0,01 w$. В процессе сушки не всю влагу удаляют из тела. Обозначим через w_y удаляемую влагу, тогда остаточное влагосодержание будет

$$w_{om} = w - w_y. \quad (10.3)$$

Массу влаги, приходящуюся на единицу объема материала, называют *концентрацией влаги*.

Теплоемкость влажного материала

$$c_m = \frac{c_0(100 - w) + c_g w}{100} w_{om}, \quad (10.4)$$

где c_0 и c_g – теплоемкости массы сухого тела и воды.

По аналогии с тепловым потенциалом для процессов массообмена введено понятие потенциала переноса влаги θ во влажных телах. Точно так же по аналогии с удельной теплоемкостью c_m введено понятие удельной изотермической влагоемкости c_T .

Перенос влаги характеризуют коэффициентом диффузии a_m , m^2/c , являющимся функцией влагосодержания тела и температуры. Этот коэффициент характеризует скорость распространения изопотенциальной поверхности θ во влажном теле при изотермических условиях.

Каждому значению относительной влажности ϕ воздуха соответствует определенная влажность материала, при которой внешний обмен влагой между ними прекращается, т. е. устанавливается *гидротермическое равновесное состояние тела*.

Равновесная влажность w_p зависит от относительной влажности и температуры воздуха. Равновесное состояние влажного тела может быть достигнуто двумя путями: поглощением водяного пара телом из

окружающего воздуха (процесс сорбции) или испарением влаги из материала (процесс десорбции). Равновесную влажность при полном насыщении воздуха, т. е. при $\phi = 100 \%$, называют *гигроскопической влажностью*. Поглощение влаги материалом путем сорбции возможно до тех пор, пока не достигнута гигроскопическая влажность.

Влажность w_H , соответствующая связанной влаге в материале, которая не может быть достигнута лишь путем десорбции, называют *конечной равновесной влажностью*.

Очевидно, можно построить зависимость между парциальным давлением пара в воздухе, т. е. между его относительной влажностью, и влажностью материала в равновесном состоянии при данной температуре. Такую зависимость называют *изотермой сорбции*, если равновесие достигнуто путем сорбции, и *изотермой десорбции*, если равновесие достигнуто десорбцией. Для капиллярно-пористых коллоидных тел эти зависимости имеют вид *s*-образных кривых. Изотермы сорбции и десорбции не совпадают друг с другом. Это явление называют *сорбционным гистерезисом*.

Кинетика процесса сушки

Кинетикой сушки называют закономерность изменения во времени t влагосодержания u и температуры t высушиваемого материала, а также скорости сушки, взятой по абсолютной величине: $| du/dT |$.

Для анализа кинетики сушки на одном графике совмещают три зависимости: между влагосодержанием материала и продолжительностью процесса сушки $u = F(t)$; между скоростью сушки и влагосодержанием материала $du/dT = f(u)$ и между температурой и влагосодержанием материала в процессе сушки $t = \varphi(u)$. Весь процесс сушки можно разделить на три стадии: нагревания материала a , постоянной скорости сушки b и убывающей скорости сушки c . Первую стадию называют стадией, или периодом,

прогрева материала. Для тонких материалов и тел небольших размеров (стебли и листья растений, зерно и т. п.) начальная стадия сушки очень мала и поэтому при расчетах не учитывается.

После стадии нагревания влагосодержание материала изменяется по линейному закону и, следовательно, скорость сушки, представляющая собой изменение влагосодержания за единицу времени, будет постоянной.

Стадия постоянной скорости сушки продолжается до определенного значения $u_{к1}$, называемого *первым критическим*. После критической точки *1* следует третья стадия: скорость сушки падает, достигая нулевого значения, соответствующего равновесному влагосодержанию. Характерной особенностью этой стадии является убывание скорости сушки и повышение температуры материала.

На графике падающей скорости сушки расположена *вторая критическая точка 2*, начиная с которой температура тела является линейной функцией влагосодержания. До этого критического состояния происходит удаление капиллярной влаги, а в дальнейшем – абсорбционно связанной влаги.

Период постоянной скорости принято называть *первым периодом сушки*, а период падающей скорости – *вторым периодом сушки*.

Сушку материала можно продолжать до тех пор, пока влагосодержание материала не станет равно равновесному влагосодержанию u_p . При этом температура материала будет равна температуре окружающей среды.

Зависимость $du/dT = f(u)$ характеризует качество протекания процесса сушки. Зависимости $u = F(t)$ и $t = \varphi(u)$ позволяют дать количественную оценку этому процессу.

Технологические основы хранения сельскохозяйственных продуктов

В условиях нашей страны сезон сбора и получения в свежем виде абсолютного большинства овощей и плодов непродолжителен – примерно три-

четыре месяца. Круглогодичное снабжение населения свежими овощами, картофелем и плодами возможно при правильной организации их хранения. Сохранность растительной продукции зависит от протекающих в ней биохимических и физиологических процессов, на которые влияют многочисленные факторы.

Условия хранения определяются главным образом температурой, влажностью, а также составом среды, в которой находятся продукты. Для каждого вида овощей и плодов существуют наиболее благоприятные значения этих факторов. Например, продовольственный картофель хранят при температуре $+2...4$ °С; картофель, предназначенный для переработки, а также семенной картофель – при $+3...5$ С; корнеплоды – при температуре – $0,5...+1,0$ °С, капусту – примерно при -1 °С, а лук – в пределах $0...+3$ °С; для лука-сеянца и лука-выборки в начале хранения поддерживают температуру выше 17 (теплый период хранения), а с наступлением устойчивых морозов – $0...+3$ °С (холодный период хранения); при хранении моркови температура должна быть $0...+1$ °С. Имеет также значение скорость, с которой достигается требуемая температура хранения, так называемый темп охлаждения.

Для хранения сельскохозяйственных продуктов существенное значение имеет влажность воздуха в хранилище. При высокой относительной влажности повышается вероятность заболеваний продукции из-за роста активности микроорганизмов. При малой влажности влага из плодов и овощей испаряется интенсивнее. Для картофеля, корнеплодов и капусты относительная влажность воздуха должна быть $80-95$ %, для лука – $60-70$, для моркови – $90-95$ %.

Типы хранилищ для овощей и плодов

Типы овоще- и плодохранилищ различны. Их конструктивные особенности определяются степенью оснащённости и сроками использования.

К простейшим хранилищам относят бурты, траншеи и ямы, устраиваемые для одноразового пользования, главным образом для зимнего хранения картофеля и белокочанной капусты.

Капитальные хранилища предназначены для многолетнего использования. Простейшие временные хранилища. *Бурты* бывают наземные и углубленные. Последние в зависимости от климатических условий данной местности расположены на глубине 0,3-0,7 м. Ширина бурта для картофеля составляет 2,0-2,5 м, для капусты – 1,5 м, моркови – не более 1 м, длина – 15-20 м. Бурты укрывают изоляционным слоем (соломой, опилками, торфом) и землей.

Траншеи имеют форму каналов. Поэтому вся продукция находится в почве. В южных районах глубина траншеи равна 0,4 м, в Сибири и на Урале – 1,5 м. Ширина траншеи – 1 м, длина обычно не превышает 15-20 м.

Для обеспечения оптимальных условий хранения необходимы поступление некоторого количества свежего воздуха и отвод избыточной теплоты, выделяемой продукцией. Поэтому бурты и траншеи оборудуют вентиляционными устройствами. Наиболее простой способ – прокладка вдоль бурта или траншеи (посередине дна) деревянных приточных каналов размером 0,2х0,2 м, верхняя часть которых решетчатая.

Капитальные хранилища. Типовые проекты комплексов для хранения картофеля и овощей предусматривают их строительство из сборных железобетонных конструкций полной заводской готовности и легких металлических конструкций для районов с расчетной температурой наружного воздуха –20, –30 и –40 °С.

Основа компоновочных решений комплексов – секционная (модульная) система строительства. Комплексы можно компоновать из модулей двух типов – хранения и обработки продукции.

Модуль хранения имеет размеры в плане 12х36 м, а модуль обработки, включающий цех по сортировке и расфасовке продукции и ад-

министративно-бытовые помещения, – 24х36 м. При установке воздухоохладителей длину секции принимают равной 42 м.

Во всех комплексах набор основных помещений примерно одинаков. Они отличаются составом подсобно-вспомогательных помещений.

Высота секции для хранения картофеля равна 6 м, лука – 5,4, капусты и моркови – 3,6 м. В зависимости от вместимости комплекса (от 1000 до 10000 т) секции располагают по одну сторону коридора или по обе.

В комплексах для хранения и обработки картофеля и овощей устанавливают следующее оборудование: приемные устройства (бункеры), конвейеры, устройства для отделения примесей, сортировочные машины, погрузчики. Для послеуборочной и предреализационной обработки лука, капусты, моркови и других корнеплодов предусмотрены, кроме того, сортировочно-очистительные линии.

В комплексах имеется приточная вентиляционная камера, в состав которой входят: вентилятор типа Ц4-70 № 10 или В-2, 3-130 № 8, смешительный клапан типа КПШ-АВ 1000х1000, заборная и смешительная шахты, а также блок автоматики. В зависимости от размеров секции устанавливают одну, две или три приточные вентиляционные камеры.

Схемы типовых проектов для семенного и продовольственного картофеля приведены на рис. 31.1.

Картофель и овощи в хранилищах хранят в закромах, навалом, в секциях, контейнерах и ящиках.

В последние годы получил распространение контейнерный способ в сутки по 15-20 мин. При сушке лука воздух подают подогретым. В весенний период активную вентиляцию используют для охлаждения плодов и овощей.

Активная вентиляция улучшает условия хранения продуктов. При этом клубни хранятся на 1,5 месяца дольше, чем при естественной вентиляции, потери продукции меньше.

Для средней полосы страны в осенний период, когда необходимо охладить и обсушить картофель, рекомендуется подавать 50-70 м³/ч воздуха

(а иногда и больше) на 1 т клубней, в зимний период – 20-30 м³/ч; для хранения капусты – примерно 100 м³/ч на 1 т; для сушки и термической обработки лука – не менее 200 м³/ч на 1 т, а для его хранения – около 50 м³/ч.

Скорость потока воздуха в насыпи картофеля и овощей должна колебаться в пределах 0,1-0,5 м/с. Учитывая, что в хранилища закладывают овощи или картофель разных сортов, следует дифференцировать их вентиляцию с помощью шиберов-заслонок, установленных в системе вентиляции.

При контейнерном хранении воздух подают внутрь штабеля по воздуховодам 2 и гибким брезентовым шлангам 7. Контейнеры устанавливают так, чтобы внутри штабеля образовывались колодцы, куда опускают эти шланги. Воздух выходит из штабеля по щелям между контейнерами. Кроме того, применяют способ подачи воздуха в штабель от бокового магистрального воздуховода. в сутки по 15-20 мин. При сушке лука воздух подают подогретым. В весенний период активную вентиляцию используют для охлаждения плодов и овощей.

Активная вентиляция улучшает условия хранения продуктов. При этом клубни хранятся на 1,5 месяца дольше, чем при естественной вентиляции, потери продукции меньше.

Для средней полосы страны в осенний период, когда необходимо охладить и обсушить картофель, рекомендуется подавать 50-70 м³/ч воздуха (а иногда и больше) на 1 т клубней, в зимний период – 20-30 м³/ч; для хранения капусты – примерно 100 м³/ч на 1 т; для сушки и термической обработки лука – не менее 200 м³/ч на 1 т, а для его хранения – около 50 м³/ч.

Скорость потока воздуха в насыпи картофеля и овощей должна колебаться в пределах 0,1-0,5 м/с. Учитывая, что в хранилища закладывают овощи или картофель разных сортов, следует дифференцировать их вентиляцию с помощью шиберов-заслонок, установленных в системе вентиляции.

При контейнерном хранении воздух подают внутрь штабеля по воздуховодам 2 и гибким брезентовым шлангам 7. Контейнеры устанавливают так, чтобы внутри штабеля образовывались колодцы, куда опускают эти шланги. Воздух выходит из штабеля по щелям между контейнерами. Кроме того, применяют способ подачи воздуха в штабель от бокового магистрального воздуховода.

хранения, при котором микроклимат в продукции обеспечивается за счет общеобъемной вентиляции с подачей воздуха в верхнюю зону хранилищ и принудительного отсоса воздуха. В настоящее время разрабатываются контейнеры и системы вентиляции, позволяющие подавать воздух в каждый контейнер.

При хранении продукции навалом используют систему активной вентиляции. Процесс хранения картофеля делят на три периода: лечебный, охлаждение и хранение. Лечебный период проводят в течение 15-20 дней. Температура в период охлаждения должна составлять $+16...20^{\circ}\text{C}$, в период хранения – $+1...4^{\circ}\text{C}$. Относительная влажность при хранении – 93-98 %. Скорость движения воздуха в межклубневом пространстве не должна превышать 0,5 м/с.

Хранение капусты предусматривает два периода – охлаждения и хранения. Первый период должен быть по возможности более коротким.

Разогревают в течение 8-12 ч при температуре 45°C , что предотвращает заболевание шейковой гнилью.

После прогревания лук-сеянец и лук-выборку вначале охлаждают до температуры $+18...25^{\circ}\text{C}$, а при наступлении устойчивых наружных температур – до $-1...3^{\circ}\text{C}$.

За две-три недели до посадки лук-матку прогревают при температуре $+18...20^{\circ}\text{C}$, а лук-сеянец и лук-выборку – при температуре $+20...25^{\circ}\text{C}$.

Вентиляцию продукции осуществляют в период до установления в помещении оптимальной температуры хранения овощей, после чего под-

держивают допустимую температуру. В хранилищах используют (рис. 31.2) либо естественную, либо принудительную, либо активную вентиляцию.

Естественная вентиляция обеспечивается за счет разности плотностей нагретого в хранилище и холодного наружного воздуха. Интенсивность воздухообмена можно регулировать высотой вытяжной трубы. В период хранения ворота и люки закрывают и используют только вентиляционные трубы. При снижении температуры окружающей среды для предотвращения подмораживания продукции вентиляцию прекращают. Естественную вентиляцию применяют в небольших хранилищах.

Принудительная вентиляция отличается тем, что воздух поступает в хранилище под напором, развиваемым вентиляторами. Удаляется воздух через вытяжные трубы. Система имеет ряд преимуществ перед естественной вентиляцией, так как позволяет более эффективно регулировать подачу вентилируемого воздуха. Ее применяют в хранилищах средней и большой вместимости.

Активная вентиляция наиболее совершенна. При такой вентиляции воздух, нагнетаемый вентиляторами, омывает всю продукцию. Этот способ применяют в основном для вентиляции закрывных хранилищ. С помощью активной вентиляции регулируют процесс тепло- и массообмена в объеме продукции.

Оглавление

РАЗДЕЛ 1. ОСНОВЫ ТЕРМОДИНАМИКИ.....	3
1. ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА.	3
2. ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ.	11
ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗАХ.	11
3. ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ.	21
ЦИКЛ КАРНО.	21
4. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА И ПРОЦЕССЫ	33
РЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ. ВОДЯНОЙ ПАР И ВЛАЖНЫЙ ВОЗДУХ.	33
РАЗДЕЛ 2. ЦИКЛЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ И ТЕПЛОВЫХ УСТАНОВОК. 46	46
1. ЦИКЛ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ (ГТУ).....	46
2. ЦИКЛ ИДЕАЛЬНОГО КОМПРЕССОРА	49
3. ЦИКЛ ВОЗДУШНОКОМПРЕССОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ	58
4. ПРИНЦИП РАБОТЫ ТЕПЛОВОГО НАСОСА	61
5. ЦИКЛ РЕНКИНА ПАРОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ.....	62
6. ЦИКЛ ПАРОВОЙ КОМПРЕССОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ	66
7. ЦИКЛ АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ.....	67
РАЗДЕЛ 3. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТЕПЛООБМЕНА.	71
1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ ТЕПЛООБМЕНА.....	71
ПЕРЕДАЧА ТЕПЛОТЫ ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬЮ.....	71
2. ПЕРЕДАЧА ТЕПЛОТЫ КОНВЕКЦИЕЙ И ИЗЛУЧЕНИЕМ.	77
РАЗДЕЛ 4. ТЕПЛОТЕХНИКА В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ.	83
1. ТОПЛИВО. ТЕПЛОТА СГОРАНИЯ ТОПЛИВА.	83
2. КОТЛЫ И КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ	90
3. ОТОПЛЕНИЕ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ.....	100
4. СУШКА ПРОДУКТОВ	114
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА.....	114

Литература

1. Кудинов В. А. Теплотехника : учеб. пособие для студентов вузов по направлению подготовки бакалавров и магистров в области техн. наук / В. А. Кудинов, Э. М. Карташов, Е. В. Стефанюк. – М. : КУРС : ИНФРА-М, 2015. 424 с.
2. Круглов Г.А., Булгакова Р.И., Круглова Е.С. Теплотехника: учеб. пособие, 2-е изд. Спб.: изд. Лань, 2012. – 208 с.
3. Круглов Г.А., Булгакова Р.И., Круглова Е.С., Андреева М.В. Теплотехника. Практический курс : учебное пособие. – Спб. : «Лань», 2017. – 192 с.
4. Баскаков А.П., Берг В.П., Витт О.К. Теплотехника 2-е изд. перераб. М.: Энергоатомиздат, 1991. – 224 с.
5. Амерханов Р.А., Драганов, Б. Х. Теплотехника. – 2-е изд. перераб. и доп. – М. : 2006. – 432 с.

Учебное издание

А. А. ЯНОВСКИЙ

Теплотехника

Учебное пособие

Главный редактор, верстка – Беличенкина С. М.

Оформление – Литвинов О. Б.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать 28.08.2020, формат 60×84/16, усл. п. л. 7,5.

Тираж 300 экз. Заказ № 36, бумага офсетная,

гарнитура «Times», печать офсетная,

ООО «СЕКВОЙЯ» 355001 г. Ставрополь,

пер. Буйнакского, д. 2з, офис 102

тел. 8(9624)48-43-77 E-mail: sekvoia26@mail.ru

Отпечатано в ООО «СЕКВОЙЯ» пер. Буйнакского, д. 2з, офис 102



ooo_sekvoia