

Министерство образования Российской Федерации

Саратовский государственный технический университет

Г.Ф.ПОВИТКОВ

ТЕПЛОТЕХНИКА
И ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ
ТЕХНОЛОГИИ СТРОИТЕЛЬНЫХ ИЗДЕЛИЙ

Конспект лекций
для студентов специальности 290600

Саратов – 2001

УДК 666.04(075.8)

В пособии даны основы термодинамики, теории сжигания топлива, виды теплопередачи, сведения о тепловых установках в основных производственных процессах – сушке сырьевых материалов и изделий, тепло влажностной обработке бетонных изделий и конструкций, обжиге керамических изделий, варке стекла и термообработке стеклоизделий.

Пособие предназначено для студентов специальности 290600 дневного и заочного форм обучения.

1. ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

1.1. Основные понятия и определения

Термодинамика опирается на фундаментальные законы (начала), которые являются обобщением наблюдений над процессами, протекающими в природе независимо от конкретных свойств тел.

Первым началом термодинамики для изолированной системы является закон сохранения и превращения энергии.

Второе начало термодинамики характеризует направление процессов обмена энергией, протекающих в природе.

В качестве *третьего начала* термодинамики принимается принцип недостижимости абсолютного нуля.

Техническая термодинамика - занимается разработкой теории тепловых установок и двигателей. На её основе формируются методы прямого преобразования теплоты в электроэнергию, проводится анализ эффективности термодинамических циклов, процессов теплообмена, изучаются термодинамические свойства различных веществ, закономерности теплового движения и др.

Тепловое движение - совокупная кинетическая энергия движущихся микрочастиц составляет энергию теплового движения материи, которая также как и механическая, может передаваться от одной части материи к другой.

Перенос энергии теплового движения происходит при разности температур частей материи в результате их соприкосновения или беспорядочных электромагнитных колебаний.

Передача энергии (формы обмена энергией) происходит двумя способами – работой L и теплотой Q .

Если L и Q относятся к 1 кг массы материи, то они называются *удельными*, обозначаются через l и q и измеряются в Дж/кг.

Теплообмен может происходить как внутри термодинамической системы, так и с другими телами (или внешней средой).

Термодинамическая система - совокупность макроскопических тел, которые могут взаимодействовать между собой и с другими телами, составляющими внешнюю среду, в виде обмена энергией или веществом.

Термодинамические системы подразделяются на *азакрытые*, не обменивающиеся веществом с другими системами, и *открытые*, обменивающиеся веществом и энергией с другими системами. Когда система не обменивается с другими ни веществом, ни энергией, то она называется *изолированной*, а когда не происходит теплообмена, система называется *адиабатной*.

Рабочим телом в термодинамике наиболее часто служат: водяной пар, газ, воздух, аммиак, углекислота и др.

Параметры состояния термодинамической системы могут изменяться в процессе её взаимодействия с внешней средой. К их числу относятся давление, температура и объём.

* * *

Д а в л е н и е P определяется отношением нормальных к поверхности составляющих сил $\sum F_n$, образующихся вследствие ударов о стенку, хаотически движущихся микрочастиц рабочего тела, к площади поверхности A . В общем случае:

$$P = \lim_{A \rightarrow 0} (\sum F_n / A) = (dF / dA)_n.$$

При равномерном распределении сил вдоль поверхности - $P = \sum F_n / A$.

Единица измерения давления – П а с к а л ь (Па). 10^6 Па = 1 МПа.

Давление подразделяется на *абсолютное* P , *избыточное* $P_{\text{и}}$ и вакуум $P_{\text{в}}$. Измеряют давление барометрами, манометрами, вакуумметрами и различными преобразователями давления. Если в сосуде абсолютное давление $P >$ атмосферного $P_{\text{а}}$, то $P_{\text{и}} = P - P_{\text{а}}$, и измеряется разностью столбов жидкости в U-образной трубке манометра. Если $P < P_{\text{а}}$, то в сосуде – разрежение и $P_{\text{в}} = P_{\text{а}} - P$.

В зависимости от вида жидкости (ртуть, вода) в манометре давления $P_{\text{и}}$ и $P_{\text{в}}$ измеряются в мм рт.ст. (1 мм рт.ст. = 133,322 Па) или в мм вод.ст. (1 мм вод.ст. = 9,806 Па).

* * *

Т е м п е р а т у р а T пропорциональная кинетической энергии частиц рабочего тела. Чем ниже T , тем меньше кинетическая энергия. Значения температуры определяют по температурному изменению какого-либо удобного для измерения физического свойства вещества с помощью *температурной шкалы*.

Термодинамическая температурная шкала основана на втором начале термодинамики. Температура, при которой полностью прекращается тепловое движение молекул, принята за абсолютный нуль – начало отсчёта. Другой точкой, определяющей шкалу, является температура тройной точки воды (температура равновесия между льдом, водой и паром), равная 273,16 К. За единицу измерения принят *к е л ь в и н* (К), равный $1 / 273,16$ части интервала от абсолютного нуля температуры до температуры тройной точки воды. Часто ту же температуру измеряют по шкале Цельсия (нуль – температура таяния льда и 100°C – температура кипения воды при нормальном давлении 101325 Па). Соотношение между термодинамической шкалой и шкалой Цельсия:

$$t = T - 273,15^\circ\text{C}; \quad T = t + 273,15 \text{ К}.$$

* * *

О б ъ ё м V рабочего тела в термодинамике измеряется в м^3 . *Удельным объёмом* называется объём v , занимаемый единицей массы рабочего тела. Для однородного рабочего тела удельный объём $v = V / m$, где m – масса рабочего тела.

Чтобы объём V характеризовал количество рабочего тела, в нём сосредоточенного, необходимо указывать давление и температуру рабочего тела в этом объёме. Так, в качестве *н о р м а л ь н ы х* физических условий приняты температура 273,15 К (0°C) и давление 101,325 кПа. Величина, обратная удельному объёму, является *п л о т н о с т ь ю* рабочего тела $\rho = 1 / v = m / V$. Следовательно $\rho \cdot v = 1$.

* * *

Состояние термодинамической системы может быть равновесным и неравновесным. *Р а в н о в е с н о е* состояние **изолированной** термодинамической системы ха-

рактируется постоянством по всему объёму, занимаемому системой, таких параметров, как давление (механическое равновесие) и температура (термическое равновесие). В **неизолированной** системе равновесное состояние однозначно определяется внешними условиями, т.е. давлением и температурой внешней среды. В равновесных термодинамических системах отсутствуют стационарные потоки, например, теплоты и вещества. Всякая изолированная система с течением времени приходит в равновесное состояние, которое остаётся затем неизменным, пока система не будет выведена из него внешним воздействием.

Если в разных частях объёма, занимаемого рабочим телом, нарушается постоянство давления, то система приходит в неравновесное механическое состояние; если нарушается постоянство температур, то имеет место неравновесное термическое состояние.

Параметры системы, находящейся в состоянии термодинамического равновесия, связаны между собой, причём число независимых параметров состояния системы всегда равно числу её термодинамических степеней свободы: $p = f_p(v, T)$; $v = f_v(p, T)$; $T = f_T(p, v)$.

Уравнение равновесного состояния системы: $f(p, v, T) = 0$.

* * *

В термодинамических системах в качестве рабочего тела часто рассматривается *идеальный газ*, являющийся теоретической моделью газа, в которой не учитываются взаимодействия частиц газа – молекул, представляющих собой материальные точки, не имеющие объёма и сил межмолекулярного сцепления.

Уравнением состояния идеального газа является уравнение *Клапейрона* :

$$p V = m R T \quad \text{или} \quad p v = R T ,$$

где R – газовая постоянная, характеризующая работу 1 кг идеального газа при постоянном давлении и изменении температуры на 1 К.

Газовые постоянные определяются свойствами рабочих тел, поэтому для различных тел значения R различны.

Если μ – молярная масса газа, то, умножив на μ обе части уравнения, получим уравнение *Клапейрона – Менделеева* :

$$P v_\mu = R_\mu T ,$$

где $v_\mu = v \cdot \mu$ – молярный объём рабочего тела, $\text{м}^3 / \text{моль}$; при нормальных физических условиях $v_\mu = 22,4 \text{ м}^3 / \text{моль}$;

$R_\mu = R \cdot \mu$ – универсальная газовая постоянная, $R_\mu = 8314 \text{ Дж} / (\text{кг моль} \cdot \text{К})$.
Газовая постоянная конкретного рабочего тела: $R = 8314 / \mu \text{ Дж} / \text{кг} \cdot \text{К}$.

Газовые смеси

В качестве рабочего тела тепловых двигателей и установок часто используются смеси различных газов. Смесьми газов являются воздух и дымовые газы (продукты сгорания топлива).

Известно, что каждый входящий в смесь газ занимает объём, равный объёму смеси. Давление смеси равняется сумме парциальных давлений компонентов смеси:

$$p_n = \sum p_k \quad \text{где } n - \text{число компонентов смеси, а } k = 1, 2, \dots, n .$$

Парциальное давление - давление, которое имел бы газ, входящий в состав газовой смеси, если бы он один занимал объём, равный объёму смеси при той же температуре. Так как для k – го газа $p_k \cdot V = m_k \cdot R_k \cdot T$, то для смеси газов:

$$p_n \cdot V = T \cdot \sum m_k \cdot R_k.$$

Пусть $\sum m_k \cdot R_k = R_n \cdot \sum m_k$, тогда средняя газовая постоянная смеси

$$R_n = \frac{\sum m_k R_k}{\sum m_k}.$$

Так как $\sum m_k = m_n$ - масса смеси газов, уравнение состояния смеси газов имеет вид

$$p_n \cdot V = m_n \cdot R_n \cdot T.$$

Для оценки состава смеси газов вводится понятие массовой доли k – го газа в смеси: $g_k = m_k / m_n$. При этом $\sum g_k = 1$. Тогда $R_n = \sum g_k \cdot R_k$ или

$$R_n = 8314 \cdot \sum (g_k / \mu_k),$$

Где μ_k - молярная масса k – го газа в смеси, кг/моль. По аналогии с $R = 8314 / \mu$ имеем $R_n = 8314 / \mu_n$, где μ_n - средняя молярная масса смеси.

Смесь газов может быть выражена через объёмные доли: $r_k = V_k / V$, где V_k - парциальный объём k – го газа в смеси при давлении смеси p_n .

Так как температура всех газов, входящих в смесь, одинаковая, тогда $p_k \cdot V = p_n \cdot V_k$ и $\sum V_k = \sum p_k \cdot V / p_n = V$. Следовательно, сумма парциальных объёмов газов смеси равна объёму, занимаемому смесью. В связи с этим $\sum r_k = 1$.

Массовые и объёмные доли смеси газов можно связать между собой, если известна плотность ρ_k каждого газа смеси. Тогда $g_k = \rho_k \cdot V_k / \sum (\rho_k \cdot V_k)$, а после деления числителя и знаменателя на объём смеси V получим $g_k = \rho_k \cdot r_k / \sum (\rho_k \cdot r_k)$

* * *

Если давление в термодинамической системе определяет возможность совершения работы, то температура является очевидным признаком передачи энергии в виде теплоты. Однако, измеряя температуру (давление), не всегда можно определить количество переданной теплоты. Так, при подводе теплоты к кипящей воде её температура не меняется.

Параметр, который изменяется только от количества переданной теплоты, также как объём при совершении работы (при $dv > 0$ работа положительна, при $dv < 0$ - отрицательна), был предложен Р.Клаузиусом в 1852 г. и впоследствии назван *энтропией* (S). Она не может быть измерена каким-либо образом, как, например, объём, и определяется только расчётным путём.

По аналогии с работой $l = \int_{v_1}^{v_2} p \cdot dv$ количество теплоты $q = \int_{S_1}^{S_2} T \cdot dS$. При $dS > 0$ теплота к термодинамической системе подводится; при $dS < 0$ - отводится.

Удельное количество теплоты

$$q = \int_{S_1}^{S_2} T \cdot ds \quad \text{и} \quad dq = T \cdot ds,$$

где s - удельная энтропия.

Для подсчёта Q или q необходима функциональная зависимость $T = f(s)$ (рис. 1), так же как при определении количества работы нужна зависимость $p = f(v)$.

Эти две зависимости определяют термодинамические процессы, поэтому в термодинамике широко используются не только pv – координаты, характеризующие со-

вершаемую работу, но и sT – координаты, характеризующие теплообмен с внешней средой.

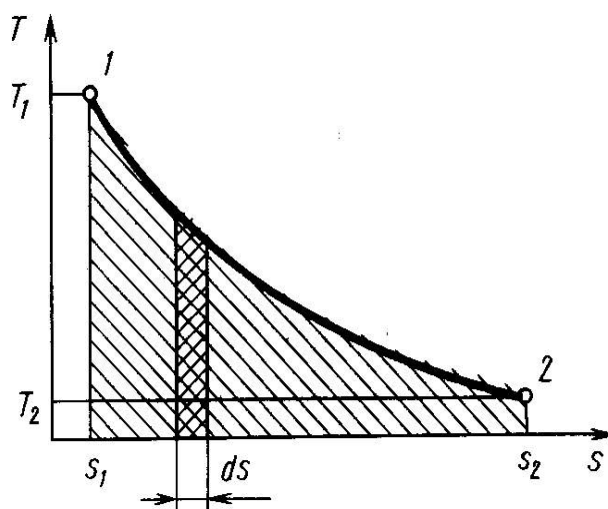


Рис. 1.
Термодинамический процесс в Ts - диаграмме

* * *

В термодинамических расчетах часто используют понятие *энтальпия* :

$$i = u + p v .$$

Поскольку внутренняя энергия (u), давление (p) и удельный объем (v) определяются состоянием термодинамической системы, то энтальпия (i) является функцией состояния. Внутренняя энергия идеального газа и произведение pv в соответствии с уравнением $pv = RT$ зависят только от температуры, поэтому $i = f(T)$.

В рабочих процессах с реальными рабочими телами : $T ds \geq du + p dv$.

* * *

Теплоёмкость определяется в виде отношения $c = dq / dT$; откуда

$$dq = c \cdot dT \text{ или } q = \int_{T_1}^{T_2} c \cdot dT .$$

Теплоёмкость зависит от характера термодинамического процесса, при котором подводится или отводится теплота, поэтому при экспериментальном определении её значения обычно используют два термодинамических процесса, протекающих при постоянном объеме (c_v) и давлении (c_p).

Подведённая при постоянном объеме теплота, когда $dl = 0$, расходуется только на изменение внутренней энергии dU . При постоянном давлении некоторое количество теплоты идёт также на совершение работы, поэтому для изменения температуры рабочего тела на 1 К при $p = \text{const}$ требуется большее количество теплоты, чем при $v = \text{const}$, и следовательно, $c_p > c_v$.

В зависимости от способа определения количества рабочего тела теплоёмкости делят на *удельные* (c_p и c_v Дж / кг · К), *объёмные* (c'_p и c'_v Дж / м³ · К) и *молярные* (μc_p и μc_v Дж / моль · К) . Все они связаны между собой следующими соотношениями:

$$c_p = \frac{\mu c_p}{\mu}; \quad c'_p = \frac{\mu c_p}{22,4}; \quad c'_p = \rho c_p; \quad c_v = \frac{\mu c_v}{\mu}; \quad c'_v = \frac{\mu c_v}{22,4}; \quad c'_v = \rho c_v;$$

где μ - молярная масса рабочего тела,

ρ - плотность.

Теплоёмкости c_p и c_v идеального газа не зависят ни от объёма, ни от давления, а являются однозначной функцией температуры.

Теплоёмкости c_p и c_v различных веществ различны и зависят от температуры:

$$Q_p = m c_p (T_2 - T_1) \quad \text{и} \quad Q_v = m c_v (T_2 - T_1).$$

Для многих теплотехнических расчётов зависимость $c = f(T)$ - обычно параболическая кривая (рис. 2) - принимают линейной так, что $c = a + b t$.

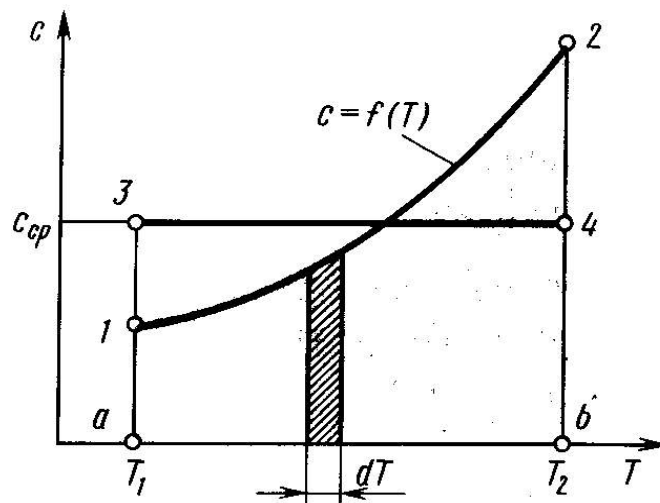


Рис. 2

Зависимость теплоёмкости от температуры

Если рабочим телом является смесь газов, то её теплоёмкость c_n зависит от состава смеси:

$$c_n = \sum g_k c_k \quad \text{или} \quad c'_n = \sum r_k c'_k.$$

1.2. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ И ПАРОВ

При изучении равновесных и обратимых термодинамических процессов идеальных газов должны быть выявлены: 1) закономерность изменения основных параметров состояния рабочего тела; 2) особенности реализации условий первого закона термодинамики.

В общем случае два любых параметра рабочего тела могут изменяться произвольно. Наибольший интерес представляют частные случаи. К числу частных термодинамических процессов относятся (рис. 3):

- *Изохорный* ($dv = 0$). Описывается уравнением состояния в виде:

$\frac{R}{\nu} = \frac{p}{T} = \text{const}$. В этом процессе давление газа пропорционально температуре, а работа не совершается (так как $d\nu = 0$). Из уравнения 1-го закона термодинамики следует $dq = T ds = dU = c_v dT$, т.е. вся подведённая теплота расходуется на изменение внутренней энергии рабочего тела.

- *Изобарный* ($dp = 0$) описывается уравнением состояния:
 $\frac{\nu}{T} = \frac{R}{p} = \text{const}$. Следовательно объём пропорционален температуре. Таким образом

теплота, подведённая к рабочему телу, приводит в этом процессе к увеличению его энтальпии (изменению внутренней энергии и совершению работы):

$dq = T ds = dI = c_p dT$. В этом процессе с ростом температуры T увеличивается энтропия S . Если учесть, что изменение энтальпии определяется только изменением температуры, то в любых термодинамических процессах, протекающих в одном и том же интервале температур, изменение энтальпии одинаково.

- *Изотермный* ($dT = 0$) описывается уравнением состояния:
 $\frac{p_2}{p_1} = \frac{\nu_1}{\nu_2}$, т.е. давление и объём рабочего тела обратно пропорциональны. Внутренняя энергия и энтальпия в этом процессе не изменяются.

- *Адиабатный* процесс характеризуется тем, что работа может совершаться только за счёт внутренней энергии. В этом процессе теплоёмкость равна нулю, а энтропия – величина постоянная. В связи с этим этот процесс часто называют *изоэнтропным*: $p \nu^k = \text{const}$.

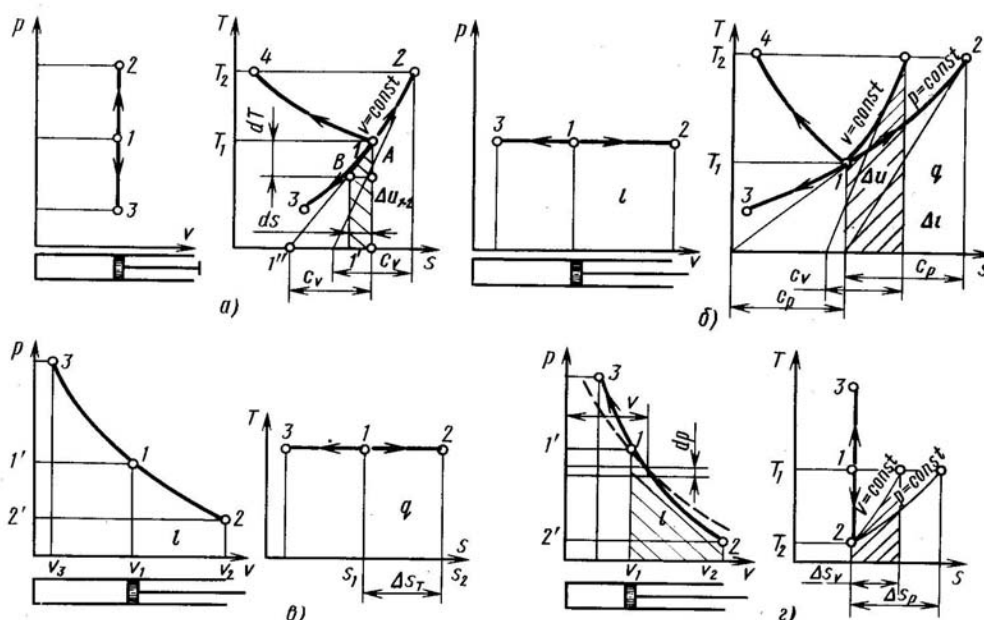


Рис. 3.

Диаграммы различных термодинамических процессов в $p\nu$ - и sT -координатах (а – изохорный, б – изобарный, в – изотермный, г – адиабатный)

- *Политропный* процесс ($p v^n = \text{const}$). Процесс характеризуется одной и той же долей количества подводимой теплоты, расходуемой на изменение внутренней энергии системы. Он является обобщающим по отношению к рассмотренным ранее процессам. Политропный процесс – такой термодинамический процесс изменения состояния физической системы, при котором в течение всего процесса сохраняется постоянство теплоёмкости.

1.2.1. О втором законе термодинамики

Естественные процессы всегда направлены в сторону достижения системой равновесного состояния (механического, термического или любого другого). В соответствии со 2-ым законом – теплота самопроизвольно может переходить только от тела с большей температурой к телу с меньшей температурой. Для осуществления обратного процесса должна быть затрачена определённая работа. Постулат Клаузиуса – *невозможен процесс, при котором теплота переходила бы самопроизвольно от тел более холодных к телам более тёплым*.

В любом разомкнутом термодинамическом процессе при увеличении объёма совершается положительная работа, но процесс расширения не может продолжаться бесконечно и, следовательно, возможность преобразования теплоты в работу ограничена.

Непрерывное преобразование теплоты в работу осуществляется только в круговом процессе или *цикле*.

Условия работы теплового двигателя сводятся к следующим: необходимость двух источников теплоты (горячего и холодного); циклическая работа двигателя; передача части количества теплоты, полученного от горячего источника, холодному без превращения её в работу.

В связи с этим 2-му закону термодинамики можно дать ещё несколько формулировок:

- передача теплоты от холодного источника теплоты к горячему невозможна без затраты работы;
- невозможно построить периодически действующую машину, совершающую механическую работу и соответственно охлаждающую тепловой резервуар (постулат Томсона);
- природа стремится к переходу от менее вероятных состояний к более вероятным (Больцман).

Результирующая работа цикла определяется разностью работ расширения l_1 и сжатия l_2 так, что $l_1 > l_2$ и $l_{\text{ц}} > 0$. Экономичность работы двигателя тем выше, чем больше работа $l_{\text{ц}}$, полученная при заданном подводе теплоты q_1 .

Термический КПД - отношение полезно использованной в цикле теплоты $q_{\text{ц}}$ (или полученной работы $l_{\text{ц}}$) ко всему количеству теплоты, затраченной на цикл q_1 .

Цикл Карно – обратимый круговой процесс, в котором совершается наиболее полное превращение теплоты в работу (или работы в теплоту). Цикл предложен Карно в 1824 г., состоит из термодинамических процессов, обеспечивающих наиболее полное превращение теплоты в работу (рис. 4). Два процесса «ab» и «cd» протекают при постоянных температурах (изотермные) соответственно $T_1 = \text{const}$ и $T_2 = \text{const}$, причём $T_1 > T_2$. Процессы «bc» и «da» - адиабатные, осуществляемые без теплообмена с внешней средой так, что $dq = 0$.

Термический КПД: $\eta_t = 1 - |q_{cd}| / |q_{ab}|$ или $\eta_t = 1 - T_2 / T_1$.

Таким образом КПД цикла Карно определяется отношением температур горячего и холодного источников теплоты. Его значение возрастает при увеличении T_1 или уменьшении T_2 . В случае отсутствия перепада температур источников теплоты ($T_2 = T_1$) термический КПД $\eta_t = 0$.

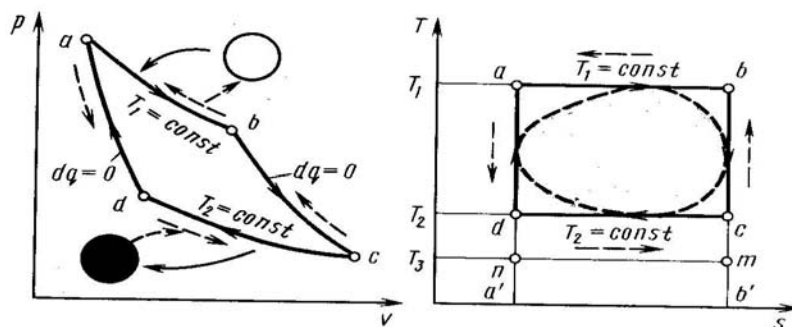


Рис. 4.
Цикл Карно в $p-v$ - и $T-s$ - диаграммах

1.3. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ РЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ И ПАРОВ

Парообразование - процесс перехода вещества из конденсированной фазы (жидкой или твёрдой) в газовую.

Теплота жидкости - количество теплоты, необходимое для подогрева 1 кг жидкости (например, воды) от температуры $T_0 = 273$ К до температуры T_n насыщения (начала кипения).

Теплота парообразования - количество теплоты, необходимое для превращения 1 кг жидкости, нагретой до температуры кипения, в сухой насыщенный пар при постоянном давлении (и постоянной температуре).

Теплота перегрева - количество теплоты, необходимое для превращения 1 кг сухого насыщенного пара при постоянном давлении в перегретый пар с температурой $T_{пе}$.

1.3.1. Влажный воздух

Он является рабочим телом многих теплоэнергетических машин и тепловых установок.

Влажный воздух - смесь сухого воздуха с водяным паром.

Точка росы - температура, до которой должен охлаждаться ненасыщенный влажный воздух, чтобы содержащийся в нем перегретый пар стал насыщенным. Характеризуется конденсацией части пара (образование капелек жидкости), содержащегося во влажном воздухе.

Влажность $d = m_{п} / m_{в}$, где $m_{п}$ - количество водяного пара (кг), содержащегося в сухом воздухе, $m_{в}$ - количество воздуха.

Так как объём пара V_p , содержащегося в воздухе, и объём воздуха V_v равны объёму смеси $V_{см}$, то отношение масс можно заменить отношением плотностей пара ρ_p и воздуха ρ_v : $d = \rho_p / \rho_v$.

Абсолютная влажность воздуха (плотность пара во влажном воздухе):
 $\rho_p = m_p / V_{см}$. При выбранных давлении и температуре существует максимально возможное насыщение воздуха паром. Пар при этом становится сухим насыщенным, плотностью ρ_n .

Абсолютная влажность может быть также оценена как масса водяного пара, содержащегося в 1 м^3 влажного воздуха.

Абсолютная влажность насыщенного воздуха резко увеличивается с повышением его температуры (см.табл. 1 [20]).

Таблица 1

t, град	ρ_n , г/м ³	t, град	ρ_n , г/м ³	t, град	ρ_n , г/м ³
- 15	1,39	25	23,03	65	161,05
- 10	2,14	30	30,36	70	197,95
- 5	3,24	35	39,59	75	241,65
0	4,84	40	51,13	80	292,99
5	6,80	45	65,42	85	353,23
10	9,40	50	82,94	90	428,07
15	12,82	55	104,28	95	504,11
20	17,29	60	130,09	99,4	586,25

Относительная влажность воздуха $\phi_v = \rho_p / \rho_n$ - отношение абсолютной влажности воздуха к максимально возможной при данных давлении и температуре, когда воздух насыщен водяным паром.

Если воздух пересыщен влагой ($\phi_v > 1$), то парциальное давление пара P_p равно давлению насыщения, и пар в воздухе является влажным. При $\phi_v < 1$ водяной пар в воздухе перегрет ($\rho_p < \rho_n$); при $\phi_v = 1$ водяной пар в воздухе сухой насыщенный ($\rho_p = \rho_n$).

Основные параметры влажного воздуха (плотность, газовая постоянная и др.) могут быть подсчитаны по формулам смеси идеальных газов.

1.3.2. I - d - диаграмма [20]

Предложена в 1918 г. Л.К.Рамзиным. Применяется для определения параметров влажного воздуха в теплотехнических расчётах, но с достаточной точностью ею можно пользоваться при расчётах сушки дымовыми газами, разбавленным воздухом. Разработаны диаграммы для низкотемпературных (рис. 5) и высокотемпературных режимов.

Основными параметрами диаграммы являются теплосодержание I (кДж/кг сух. возд.) и влагосодержание d (г/кг сух.возд.). Кроме того, на ней нанесены и другие параметры воздуха – относительная влажность (ϕ , %), температура воздуха, температура мокрого термометра (пунктирные линии) и парциальное давление водяных паров во влажном воздухе. Линии постоянных влагосодержаний ($d = \text{const}$) располагаются по вертикали, а линии постоянных теплосодержаний (адиабаты) – наклонно к оси ординат под углом 135° .

Линия насыщенного состояния воздуха $\phi = 100\%$ разделяет диаграмму на две части. Верхняя часть, которая выше этой линии, даёт характеристику влажного

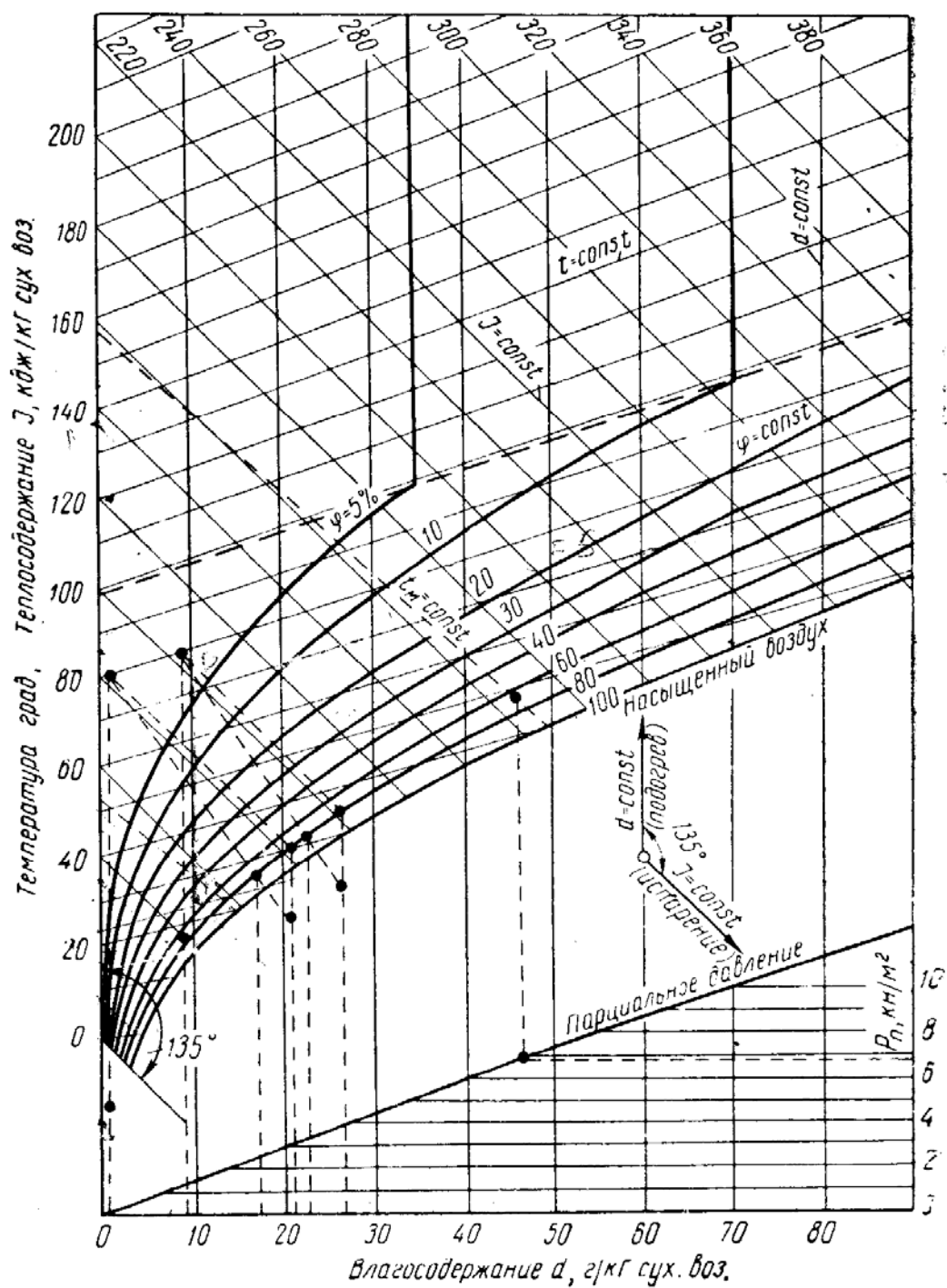


Рис. 5.
I - d - диаграмма [20]

воздуха, не насыщенного водяными парами. По этой верхней части диаграммы определяют необходимые параметры сушильного агента и их изменение в процессе сушки. Нижняя область от линии $\varphi = 100\%$ представляет собой насыщенное состояние влажного воздуха в присутствии конденсата влаги. Температуры всех точек, лежащих на

линии $\phi = 100\%$, относятся к точкам росы. Линия парциальных давлений водяного пара p_n (Н/м^2) дана наклонно в нижней части диаграммы, числовые значения их приведены справа по вертикальной оси.

Диаграммы построены для барометрического давления $99,4 \text{ кН/м}^2$ (745 мм рт. ст.), которому соответствует температура кипения воды $99,4^\circ\text{С}$. При этой температуре парциальное давление водяного пара в насыщенном состоянии равно атмосферному.

По I-d – можно проанализировать различные процессы, связанные с изменением параметров сушильного агента, в частности: подогрева сушильного агента, смешивания дымовых газов с воздухом, изменения параметров сушильного агента при рециркуляции отработанных газов, испарения влаги из материала, сушки с учётом потерь тепла во внешнюю среду, точку росы для любого состояния смеси воздуха, определить расход сухого воздуха на процесс сушки, расход тепла и ряд других задач сушильного процесса.

2. ТЕПЛОТЕХНИКА И ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

О значении тепловых процессов в производстве строительных материалов говорит такой факт: на тепловую обработку затрачивается около 30% стоимости технологической строительной индустрии. Кроме того, тепловая обработка потребляет около 80% от расходуемых на весь производственный цикл топливно-энергетических ресурсов.

Тепловая обработка строительных материалов и изделий имеет две стороны:

- 1) технологическую, связанную с превращением сырьевых материалов в готовую продукцию или в полуфабрикат в процессе тепловой обработки;
- 2) теплотехническую, связанную с работой тепловых установок.

Тепловой процесс – закономерная совокупность стадий теплового воздействия на материал (исходное сырьё) с целью придания ему определенных заданных заранее свойств. Иными словами этот процесс можно назвать технологией тепловой обработки материала.

Тепловая установка – устройство, в котором идет тепловой процесс. В них происходит теплообмен между рабочим телом – теплоносителем и материалом непосредственно, либо через промежуточную стенку. Иначе говоря, тепловая установка – это теплообменный аппарат, в котором изменяется температура среды, скорость течения газов или жидкости, омывающих материал, концентрация газов, их давление.

Тепловой режим – совокупность тепловых, массообменных и гидродинамических процессов, происходящих в тепловой установке.

Таким образом, в рамках данной дисциплины, изучающим необходимо выяснить, как различные тепловые режимы воздействуют на разные материалы, какие процессы происходят в материалах при тепловой обработке, а также научиться определять наиболее эффективные режимы.

Иначе говоря, в данной дисциплине необходимо рассмотреть:

- виды используемой тепловой энергии, в основном сжигаемые топлива, а также электроэнергия;
- законы движения газов и жидкости;
- теория теплообмена, в частности передача теплоты излучением, конвекцией и теплопроводностью;

- материалы и элементы конструкций тепловых установок;
- основные тепловые процессы в материалах и изделиях;
- основные виды теплотехнического оборудования, связанные, прежде всего с сушкой материалов и изделий, тепло влажностной обработкой бетонных изделий, обжигом керамики, варкой и тепловой обработкой стекол.

Важно также узнать основные факторы топливоемкости производства строительных материалов и направления развития топливо сберегающих технологий.

2.1. ТОПЛИВО И ЕГО ГОРЕНИЕ

2.1.1. Характеристика топлива

Топливом называются горючие вещества, при сгорании которых выделяется теплота, используемая для промышленных и бытовых путей.

В основу классификации топлива положено его агрегатное состояние, происхождение и поведение при нагреве

Классификация топлива по агрегатному состоянию и происхождению:

Агрегатное состояние	Происхождение	
	естественное	искусственное
Твердое	Дрова, торф, бурый уголь, каменный уголь, антрацит, горючие сланцы.	Древесный уголь, кокс, полукокс, брикеты.
Жидкое	Нефть.	Бензин, керосин, мазут и другие продукты переработки нефти, спирт, каменноугольная смола.
Газообразное	Природный и нефтепромысловый газ, биогаз	Газы: коксовальный, доменный, генераторный, нефтезаводской и др., биогаз.

Топливо характеризуется химическим составом, теплотой сгорания, температурой горения и поведением при нагреве.

По поведению при нагреве без доступа воздуха все виды топлива подразделяют на *теплоустойчивые* и *тепло неустойчивые*.

К первым относятся кокс, газы, СО, Н₂ и т. д., т.е. вещества, химсостав которых при нагреве не изменяется.

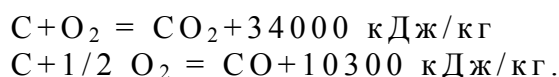
Вторые – это дерево, СН₄ и т.д., т.е. вещества, разлагающиеся при нагреве.

Независимо от агрегатного состояния топлива его основными горючими составляющими являются углерод и водород, находящиеся либо в чистом виде, либо в виде

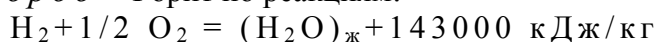
различных соединений. Кроме них в состав топлива входят сера, кислород, азот. В большинстве топлив содержится вода и зола, являющаяся минеральным соединением.

2.1.2. Составляющие топлива

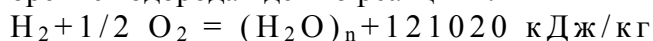
Углерод - Именно по его содержанию судят о качестве топлива. В зависимости от количества воздуха, а точнее кислорода, углерод сгорает по следующим реакциям:



Водород - Горит по реакциям:



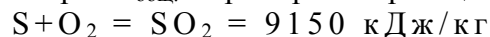
Вода при сгорании водорода конденсируется (если охладить до 0°C), выделяя теплоту. Из печей продукты сгорания удаляются обычно с температурой $>100^\circ\text{C}$. Вода при этом находится в парообразном состоянии, поэтому теплоты выделяется меньше и горение водорода идет по реакциям:



Водород, связанный с кислородом в виде гидроксильных групп и воды, в горении топлива не участвует.

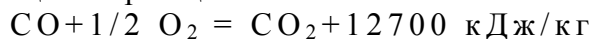
Сера - В топливе находится в виде различных соединений. Так, в твердом топливе различают органическую серу, связанную с элементами топлива в органические соединения, колчеданную или пиритную в виде FeS_2 и сульфатную в виде солей серной кислоты.

Сульфатная сера в горении не участвует, т.к. уже связана с кислородом. Участвуют в горении органическая и колчеданная. Суммарное их содержание называется общей серой $S_{\text{общ}}$. Сера горит по реакциям:



Несмотря на то, что при сгорании серы выделяется теплота, ее присутствие в топливе нежелательно, т. к. SO_2 агрессивно действует на металл печной арматуры и транспортные устройства.

Оксид углерода - CO . Во многих промышленных газах имеется CO , сгорающий по реакции:



Метан - CH_4 - является одной из основных составляющих природных газов. Горит по реакции:



Сероводород H_2S – нежелательная примесь в газе, т.к. при сгорании образует SO_2 .

Кислород в твердом и жидком топливе находится в связанном виде и в горении не участвует. Т.е. он нежелательная примесь, сжигающая теплоту сгорания топлива.

Азот, содержащийся в топливе - балласт, в горении не участвует.

Влага W , как и азот, балласт. Присутствует практически во всех видах топлива.

Влага, которая механически удерживается топливом (твердым) и теряется при сушке (без подогрева) до воздушно-сухого состояния, называется *внешней*.

Влага, находящаяся внутри топлива (в порах), удаляется при дополнительном его подогреве и называется *внутренней* или *гигроскопической*.

Углекислый газ CO_2 (диоксид углерода) – балласт.

Зола A . В твердом и жидком топливе есть минеральные вещества, которые после его сгорания образуют твердый остаток – золу. Минеральные вещества в топливе – это в основном соли K , Na , Ca , Mg , а также оксиды, сульфаты. В любом топливе зола – балласт, снижающий калорийность топлива и требующий своего удаления из топок.

Элементарный анализ твердого и жидкого топлива устанавливает в нем (в % массе): $C + H + O + N + S_{общ} + A + W = 100\%$.

При анализе определяется различные массы топлива: органическая, горючая, сухая и рабочая.

Органическая: $C^o + H^o + O^o + N^o = 100\%$

Горючая: $C^r + H^r + O^r + N^r + S^r = 100\%$

Сухая: $C^c + H^c + O^c + N^c + S^c + A^c = 100\%$

Рабочая: $C^p + H^p + O^p + N^p + S^p + A^p + W^p = 100\%$

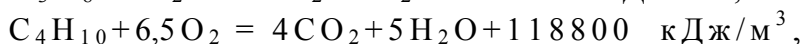
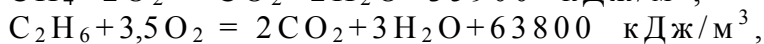
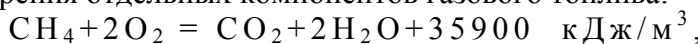
Составные части природного газа – углеводороды (метан CH_4 , этан C_2H_6 , пропан C_3H_8 и бутан C_4H_{10}), а также в небольших количествах CO_2 и N_2 , реже сернистые соединения. Подавляющая доля (80-90% по объему) в газе – метан.

Водяные пары	Горючие летучие вещества L^r			Горючая часть кокса		Негорючая часть кокса	
W	$O+N$	Водород H		Углерод	Сера		Зола
Влага	Кислород + азот	Свободный	Связанный	C	S_k	S_c	A
	Органическая масса						
	Горючая масса						
	Сухое топливо						
	Рабочее топливо						

Пересчет элементарного состава топлива:

Заданная масса топлива	Масса топлива, на которую производится расчет			
	органическая	горючая	сухая	рабочая
Органическая	1	$\frac{100 - S_{\kappa}^z}{100}$	$\frac{100 - (S_{\kappa}^c + A^c)}{100}$	$\frac{100 - (S_{\kappa}^p + A^p + W^p)}{100}$
Горючая	$\frac{100}{100 - S_{\kappa}^z}$	1	$\frac{100 - A^c}{100}$	$\frac{100 - (A^p + W^p)}{100}$
Сухая	$\frac{100}{100 - (S_{\kappa}^c + A^c)}$	$\frac{100}{100 - A^c}$	1	$\frac{100 - W^p}{100}$
Рабочая	$\frac{100}{100 - (S_{\kappa}^p + A^p + W^h)}$	$\frac{100}{100 - (A^p + W^p)}$	$\frac{100}{100 - W^p}$	1

Реакции горения отдельных компонентов газового топлива:



Т.е. наиболее калорийными газовыми компонентами являются бутан и пропан, однако содержание их незначительно: около 1% и максимально 3-5%.

2.1.3. Теплота сгорания топлива

ТСТ – это количество теплоты, которое выделяется при полном сгорании единицы массы или объема топлива.

Различают высшую Q_v и низшую Q_n теплоту сгорания.

Продукты горения топлива содержат пары воды, которые конденсируются, либо остаются в парообразном состоянии.

Высшая ТСТ соответствует условию охлаждения продуктов горения до 0°C и конденсации водяного пара, которая сопровождается выделением скрытой теплоты парообразования.

Низшая ТСТ соответствует условию, при котором продукты горения имеют высшую температуру, а вода остается в парообразном состоянии.

Теплота испарения 1 кг воды в теплотехнических расчетах округленно принимается равной 2500 кДж. Этой величине и соответствует примерно разница между Q_v и Q_n .

В технике используют в основном Q_n , т.к. температура продуктов горения, уходящих из тепловых установок всегда выше температуры конденсации водяных паров.

Формула пересчета Q_v на Q_n может быть использована для любого вида топлива:

$$Q_v - Q_n = W^p + 223 H^p \text{ кДж, где } W^p \text{ и } H^p \text{ в \%}.$$

Связь ТСТ с его элементарным составом и расчет ТСТ по его составу.

ТС любого топлива представляет собой сумму ТС элементов и соединений, составляющих данное топливо.

Тепловые эффекты некоторых реакций:

	кДж / кг моль	кДж / кг
С графит+O ₂ =CO ₂	+ 394000	+ 32782
С аморф.+O ₂ =CO ₂	+ 409000	+ 34000
С аморф.+1/2O ₂ =CO	+ 123000	+ 10300
CO+1/2O ₂ =CO ₂	+ 286000	--
CO ₂ +C=2CO	- 152000	- 13534
CO+H ₂ O=CO ₂ +H ₂	+ 43600	--
H ₂ +1/2O ₂ =(H ₂ O) _ж	+ 286000	+ 143000
H ₂ +1/2O ₂ =(H ₂ O) _п	+ 242000	+ 121000
S+O ₂ =SO ₂	+ 292000	+ 9150
CH ₄ +2O ₂ = CO ₂ +2(H ₂ O) _п	+ 806000	--
C ₂ H ₄ +3O ₂ = 2CO ₂ +2(H ₂ O) _п	+ 1340000	--
H ₂ S+1,5O ₂ = (H ₂ O) _п + SO ₂	+ 5180000	--

Теплота сгорания некоторых горючих газов.

	Q _в	Q _н
	кДж / м ³	
Оксид углерода CO	12700	12700
Водород H	12770	10760
Метан CH ₄	39800	36000
Этилен C ₂ H ₄	65000	60000
Этан C ₂ H ₆	70000	64000
Пропан C ₂ H ₈	99000	91000
Бутан C ₄ H ₁₀	129000	118000
Пентан C ₄ H ₁₂	159000	147000

Для всех видов твердого и жидкого топлива для расчета ТСТ используют формулу Д.И. Менделеева:

$$Q^p = 339C^p + 1030H^p - 109(O^p - S^p) - 25W^p \quad \text{кДж/кг}$$

Для газообразного топлива ТСТ равна сумме тепловых эффектов реакций горения:

$$Q_n = 12600 + 108H_2 + 358CH_4 = 590C_2H_4 = 234H_2S \quad \text{кДж/м}^3,$$

где содержание составляющих в сухом газообразном топливе в об. %.

ТСТ определяют экспериментально, в калориметрах.

В технике количество топлива принято измерять количеством условного топлива.

Условным считают топливо, ТС которого = 29300 кДж/кг (Донецкий коксовый уголь).

Если ТС данного топлива составляет 27400 кДж/кг, то это соответствует $27400 : 29300 = 0,94$ кг условного топлива, т.е. в данном примере тепловой эквивалент = 0,94.

2.1.4. Виды топлива и их применение в тепловых установках стройиндустрии

ДРОВА Как топливо уже не применяют. Но древесные опилки используют часто как добавки к сырьевым смесям. Основное их назначение (в производстве керамики) – технологическое улучшение сушильных свойств сформованных изделий, но попутно, сгорая при обжиге кирпича в его теле, они выделяют тепло и участвуют в процессе нагрева изделий. В стекловарении – древесные опилки используют в качестве восстановителя или для заправки стекломассы.

ТОРФ Также перестал применяться в тепловых установках. Раньше фрезерный торф использовали для обжига кирпича в кольцевых печах, а кусковой – в топках сушильных и котельных установок, а также на газогенераторных станциях стеклозаводов. Теперь торф используют как удобрение в сельском хозяйстве.

СЛАНЦЫ Раньше использовали их для обжига кирпича в кольцевых печах. Основная трудность их сжигания обусловлена низкой теплотворностью в сочетании с многозольностью: при сжигании 1т сланцев получается примерно 1м³ золы.

БУРЫЙ УГОЛЬ Наиболее распространенный вид твердого топлива у нас в стране. Несмотря на трудности его сжигания, обусловленные высокими влажностью и зольностью, низкой погодостойкостью, склонностью к самовозгоранию, а иногда и повышенной сернистостью, применять его в тепловых установках стройиндустрии все же приходится. Сжигают его в топках котельных установок. Сжигание в топках сушильных установок, в связи с относительно большим содержанием в буром угле серы, вызывает большие осложнения в эксплуатации сушилок.

В значительных количествах бурый уголь используют для обжига кирпич в кольцевых и туннельных печах. Кроме непосредственного его сжигания в рабочих каналах этих печей, где он сгорает на обжигаемом кирпиче, бурый уголь вводят еще в качестве добавки в сырьевую смесь. В этом случае он сгорает в теле самого кирпича, улучшая физико-технические свойства обожженных изделий.

КАМЕННЫЙ УГОЛЬ В отличие от бурых каменные угли погодостойки, транспортабельны и более калорийны. Поэтому их не рассматривают как сугубо местное топливо и транспортируют на далекие расстояния. Их широко используют в топках котельных и сушильных установок, а также для обжига кирпича в кольцевых и туннельных печах.

АНТРАЦИТ Самый древний и самый высокоценный вид твердого топлива. Он обладает высокими теплотворностью, механической прочностью и погодоустойчивостью. Поэтому это практически единственный вид твердого топлива, применяемый для обжига извести в пересыпных шахтных печах. Применяется также, как и каменные угли.

БРИКЕТЫ Торфяные и буроугольные брикеты получают термообработкой спрессованных заготовок, в процессе которой выделяющиеся смолистые вещества цементируют нагреваемые заготовки, сообщая им высокую механическую

прочность, термостойкость и погодостойкость. Они являются хорошим видом кускового топлива. У нас брикеты не делают.

КОКС Это продукт высокотемпературной термообработки каменных углей без доступа воздуха. В результате этого процесса из угля выделяются летучие вещества, образующие коксовый газ, и получается спекшееся прочное высокопористое тело, состоящее почти целиком из углерода и минеральной части топлива. Кокс высококалориен, механически прочен, термо- и погодостоек. Не все каменные угли пригодны для получения кокса. Для этой цели используют лишь коксующиеся угли, месторождения которых немногочисленны. Поэтому кокс является топливом относительно дорогим и дефицитным и почти монопольный его потребитель – черная металлургия (для доменного получения чугуна). В стройиндустрии он применяется только для получения минераловатных расплавов в вагранках.

НЕФТЬ Сырая в качестве топлива у нас не используется. Более экономична химпереработка нефти с получением многих ценных продуктов.

МАЗУТ - фракция термообработки (крекинга) нефти. Являясь почти беззольным и высококалорийным топливом, мазут более технологичен в сжигании, чем все виды твердого топлива. Поэтому там, где нет природного газа, стараются применять мазут. Однако он дефицитен. При отоплении мазутом необходимо создавать довольно сложное мазутное хозяйство с подогревом мазута для возможности его слива, хранения и транспортирования. Однако технологические и экономические преимущества мазутного отопления по сравнению с твердым топливом настолько существенны, что затраты по созданию и эксплуатации мазутного хозяйства вполне себя оправдывают.

Мазут используют также в качестве резервного топлива. А для снижения его вязкости и температуры замерзания разбавляют его керосином.

ПРИРОДНЫЙ ГАЗ Преимущества его как топлива исключительно велики, а возможности применения практически неограниченны. Это сухое и абсолютно беззольное топливо. При его сжигании легко регулируется температура и химическая характеристика газовой среды, возможность сжигания с предельно малым избытком воздуха обуславливает большую тепловую экономичность его применения, он легко транспортируется, а топочные устройства для его сжигания предельно просты. В стройиндустрии газ используют в котельных, сушилках и во всех почти видах печей.

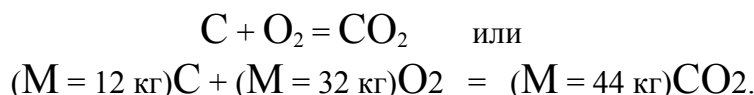
2.1.5. Расчет горения топлива

При расчете горения топлива определяют: количество воздуха, необходимого для сжигания единицы данного топлива; количество и состав продуктов горения; температуру горения.

2.1.5.1. Определение количества воздуха, необходимого для горения топлива, количества и состава продуктов горения.

Горение – это окисление кислородом воздуха продуктов термического разложения топлива.

Расчет количества кислорода для горения топлива ведут исходя из стехиометрических соотношений реакций окисления горючих элементов рабочей массы топлива: O^p , S^p , H^p . Например, окисление углерода:



Для полного сгорания 1 кг углерода C необходимо $\text{M}_{\text{O}_2} / \text{M}_\text{C}$ кг O_2 , где M_{O_2} и M_C –соответственно молекулярные массы кислорода и углерода.

В 1 кг рабочего топлива содержится углерода $\text{C}^p / 100$. Тогда для полного сгорания углерода, находящегося в 1 кг рабочего топлива потребуется кислорода $(\text{M}_{\text{O}_2} / \text{M}_\text{C}) * (\text{C}^p / 100)$ кг. Аналогично можно получить из соотношений $\text{S} + \text{O}_2 = \text{SO}_2$ и $2\text{H}_2 + \text{O}_2 = \text{H}_2\text{O}$, что для сгорания содержащейся в 1 кг рабочего топлива серы $\text{S}^p / 100$ и водорода $\text{H}^p / 100$ соответственно требуется $(\text{M}_{\text{O}_2} / \text{M}_\text{S}) * (\text{S}^p / 100)$ и $(\text{M}_{\text{O}_2} / \text{M}_{\text{H}_2}) * (\text{H}^p / 100)$ кг кислорода.

В составе рабочего топлива содержится $\text{Q}^p / 100$ кг кислорода, массу которого вычесть из кислорода, потребного на горение. Следовательно, количество кислорода $\text{G}(\text{O}_2)$ необходимое для сжигания 1 кг рабочего топлива, можно записать

$$\text{G}(\text{O}_2) = \left[\left(\frac{\text{M}(\text{O}_2)}{\text{M}(\text{C})} \right) \left(\frac{\text{C}^p}{100} \right) + \left(\frac{\text{M}(\text{O}_2)}{\text{M}(\text{S})} \right) \left(\frac{\text{S}^p}{100} \right) + \left(\frac{\text{M}(\text{O}_2)}{2\text{M}(\text{H}_2)} \right) \left(\frac{\text{H}^p}{100} \right) \right] - \frac{\text{O}^p}{100}$$

Воздух состоит из 21 об. % O_2 и 79 об. % N_2 ($79:21 = 3.762$) или 23,3 мас. % O_2 и 76,7 мас. % N_2 .

Тогда объем воздуха $\text{V}_\text{т}$ теоретически необходимый для сжигания 1 кг рабочего топлива составит

$$\text{V}_\text{т} = \left(\frac{\text{G}(\text{O}_2)}{\rho(\text{O}_2)} \right) \left(\frac{100}{21} \right) \quad \text{или}$$

$$\text{V}_\text{т} = \left[\left(\frac{100}{21} \right) \left(\frac{1}{100} \right) \left(\frac{\text{M}(\text{O}_2)}{\rho(\text{O}_2)} \right) \right] \left[\left(\frac{\text{C}^p}{\text{M}_\text{C}} \right) + \left(\frac{\text{S}^p}{\text{M}_\text{S}} \right) + \left(\frac{\text{H}^p}{2\text{M}_{\text{H}_2}} \right) - \left(\frac{\text{O}^p}{\text{M}_{\text{O}_2}} \right) \right]$$

Аналогично по стехиометрическим зависимостям определяют и выход продуктов при сжигании 1 кг топлива.

Пример 1

На практике расчет горения ведут по следующим эмпирическим формулам:

Теоретический расход воздуха на горение:

Твердое ($\text{м}^3/\text{кг}$): $1,01 (\text{Q}^p_\text{н} / 1000) + 0,5$

Жидкое ($\text{м}^3/\text{кг}$): $0,85 (\text{Q}^p_\text{н} / 1000) + 2$

$$\text{Газ (м}^3/\text{кг): } 1,09 (Q_p / 1000) + 0,25$$

2.1.5.2. Коэффициент расхода воздуха.

Теоретический расход воздуха V_T – минимальное количества воздуха, полученное по расчету, которое необходимо для полного горения единицы массы или объема данного топлива.

Практически для сжигания топлива требуется воздуха больше – V_p .

Отношение $\alpha = V_p / V_T$ – коэффициент расхода (избытка) воздуха. Значение его зависят от условий сжигания (вида топлива, типа сжигающего устройства, конструкции топки, назначении печи и т. д.).

Для разных видов топлива:

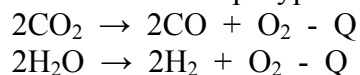
газообразное	$\alpha = 1,05 - 1,2$
мазут	$\alpha = 1,1 - 1,25$
пылевидное	$\alpha = 1,2 - 1,25$
каменный уголь	$\alpha = 1,2 - 1,7$

2.1.5.3. Температура горения топлива.

При расчетах горения топлива различают несколько температур: максимально возможную или калориметрическую, теоретическую и практическую (или действительную).

- **Калориметрическая** температура T_K горения – это температура, которую имели бы продукты горения при отсутствии потерь теплоты в окружающее пространство и на диссоциацию, т. е. подразумевается, что вся теплота горения идет только на нагрев продуктов горения. T_K является расчетной величиной.

- **Теоретическая** температура T_T – это температура, которую имели бы продукты горения с учетом потерь теплоты на диссоциацию молекул CO_2 и H_2O , которая имеет место при высоких температурах по реакциям:



T_T - тоже расчетная величина. Теплота диссоциации мала и поэтому T_T мало отличается от T_K .

- **Практическая или действительная** температура T_d – это температура в топке или в печи с учетом потерь тепла на диссоциацию и теплообмен с окружающей средой. T_d определяют как долю от T_T или T_K : $T_d = \eta T_K$,

где η – опытный пирометрический коэффициент, зависящий от конструкции печи или топки ($\eta = 0,62-0,82$).

Например, камерные печи имеют $\eta = 0,62-0,7$; туннельные - $0,75-0,82$ и т.д.

T_K определяют из предположения, что вся теплота идет на нагрев продуктов горения:

$$Q_H (Q_B) = T_K * (v_1 c_1 + v_2 c_2 + \dots) \text{ кДж/кг или кДж/м}^3,$$

где v_1, v_2 и т. д. – составляющие продуктов горения единицы топлива в единицах массы или объема ($\text{CO}_2, \text{H}_2\text{O}$ и т.д.)

c_1, c_2 и т. д. – удельная теплоемкость продуктов горения при T_k в кДж/кг град. или кДж/м³ град.

$$T_k = \frac{Q_n}{v_1 c_1 + v_2 c_2 + \dots} = \frac{Q_n}{V_{\partial_2} \cdot c_{\partial_2}}.$$

Если топливо и воздух подогревают перед подачей на горение, то

$$T_k = \frac{Q_n + Q_{тф} + Q_{вф}}{V_{\partial_2} \cdot c_{\partial_2}},$$

где $Q_{тф} = c_t \cdot t_t$ и $Q_{вф} = c_v \cdot t_v$ – физические теплоты топлива и воздуха при температуре подогрева.

Средняя удельная теплоемкость продуктов горения (дымовых газов) $c_{дг}$ при температуре $t_0^{\circ}\text{C}$:

$c_{дг} = 0,01(C_{CO_2}^t \cdot CO_2 + C_{CO}^t \cdot CO + C_{H_2}^t \cdot H_2 + \dots + C_{N_2}^t \cdot N_2)$ кДж/м³ $^{\circ}\text{C}$, где C_i – средние удельные теплоемкости составляющих продуктов горения (выраженных в об. %) при температуре $t_0^{\circ}\text{C}$.

Приближенный метод расчета T_k :

1) Определяют состав дымовых газов, Q_n и объем продуктов горения единицы топлива $V_{дг}$ при заданном коэффициенте избытка воздуха α .

2) Определяют действительное теплосодержание 1 м³ продуктов горения:

$$i_{д} = Q_n^p / V_{дг}.$$

3) По значению $i_{д}$ приблизительно определяют соответствующую температуру t_1 .

4) По t_1 рассчитывают теплосодержание 1 м³ дымовых газов данного состава.

$$i_{\partial 1} = c_{\partial_2} \cdot t_1 = 0,01(c_{CO_2}^t \cdot CO_2 \% + c_{CO}^t \cdot CO \% + \dots) \cdot t_1, \text{ кДж/м}^3$$

По этой формуле задаваясь другой температурой (t_2 отличающейся от t_1 на 100 $^{\circ}\text{C}$), определяют теплосодержание $i_{\partial 2}$.

5) По температурам t_1 и t_2 и теплосодержаниям $i_{\partial 1}$ и $i_{\partial 2}$ находят определяемую температуру T_k интерполяцией. Составляют пропорцию:

$$(t_1 - t_2) : (i_{\partial 2} - i_{\partial 1})$$

$$(t_2 - T_k) : (i_{\partial 2} - i_{д})$$

Отсюда

$$t_2 - T_k = \frac{(i_{\partial 2} - i_{д})(t_2 - t_1)}{i_{\partial 2} - i_{\partial 1}}.$$

Т.к. $t_2 - t_1 = 100^{\circ}\text{C}$, то

$$T_k = t_2 - \frac{i_{\partial 2} - i_{д}}{i_{\partial 2} - i_{\partial 1}} \cdot 100.$$

2.1.5.4. Расчеты горения топлива

Рассмотрим на примерах

- расчёт горения твердого и жидкого топлива,

Пример 2

- расчет горения газообразного топлива.

Пример 3

2.1.6. Основы теории горения

Горение топлива - быстрое его окисление, сопровождаемое выделением большого количества теплоты и получением высокой температуры продуктов сжигания.

Процессы горения делят на гомогенные, гетерогенные и промежуточные.

Гомогенное горение является характерным для газового топлива.

Гетерогенное горение свойственно горению твердого топлива, оно происходит на поверхности.

Примером *промежуточного* процесса горения может служить горение жидкого топлива, при котором происходит его испарение и крекинг. При этом образуется трехфазная система: газы, жидкость (капли) и твердый остаток. Горение образовавшихся газов имеет гомогенный характер, а горение жидкости и твердого остатка – гетерогенный.

Горение является совокупностью одновременно протекающих физических и химических процессов, влияющих на его интенсивность и характер. К этим процессам в первую очередь относятся: измельчение топлива; нагрев топлива до температуры воспламенения; термическое разложение и частичная газификация топлива; смешение топлива с воздухом или кислородом, необходимыми для горения; окисление горючих составляющих топлива; удаление продуктов горения; теплообмен в зоне горения и с окружающей средой.

Основные реакции горения топлива в настоящее время хорошо изучены. Эти реакции протекают с большими скоростями.

На скорость реакции горения влияют концентрации реагирующих веществ, интенсивность газообмена, температура, давление, величина поверхности соприкосновения топлива и воздуха, присутствие катализаторов реакций горения и т. д.

В печах и топках сжигают топливо тремя основными методами, которые отличаются друг от друга по способам образования топливно-воздушной смеси и аэродинамической структурой потоков.

а) Факельное горение – имеет место при сжигании газообразного, жидкого или твердого топлива, подаваемого в смеси с воздухом.

б) Вихревое горение – применяют для сжигания дробленых сортов угля и сжигания жидкого топлива. Вихревое движение резко повышает интенсивность перемешивания топливно-воздушной смеси по сравнению с факельным горением, осуществляется в меньших топочных объемах.

в) Слоевое горение – основной процесс сжигания твердого топлива, например, в шахтных печах и вагранках.

Процессы и закономерности горения топлива объясняются теорией горения, в разработке которой значительная роль принадлежит академику Н.Н. Семенову.

Современная теория горения базируется на тепловой и цепочной теориях горения с использованием учения о диффузии и химической кинетике.

2.1.6.1. Тепловая теория горения.

ТТГ объясняет процесс горения с точки зрения теплового состояния процесса. Воспламенение и горение топлива зависят от процессов выделения и потерь теплоты. Воспламенение наступает тогда, когда количество теплоты, выделяющееся при окислении топлива, равно или больше количества теплотоперь в окружающую среду. Соответствующая этому температура называется температурой воспламенения топлива. (рис. 6).

Изменение тепловыделения соответствует кривой 1, а изменение теплотоперь – кривой 2. В зоне подготовки температура топлива постепенно возрастает, но воспламенение не наступает, поскольку значительная часть теплоты теряется во внешнюю среду. В точке «а» система переходит в тепловое равновесие, приход теплоты становится равным расходу, в результате чего создаются условия для воспламенения топлива. Воспламенение представляет собой мгновенно протекающий процесс, который может произойти при подводе некоторого излишка теплоты, т. е. при зажигании или самовоспламенении. В зависимости от конкретных условий кривые 1 и 2 могут быть самых различных форм. Следовательно, температура воспламенения не является физической или химической константой, она только характеризует момент перехода от медленного протекания реакций окисления топлива к быстрому.

Согласно ТТГ процесс горения, начавшийся в результате воспламенения, распространяется, в топливно-воздушной смеси за счет передачи теплоты теплопроводностью от нагретых продуктов горения.

Схема распространения горения в газо-воздушной смеси согласно ТТГ показана на рис. 7.

По вертикали – температуры, по горизонтали – движение фронта горения (по стрелке). На рисунке тепловое состояние газо-воздушной смеси в слое, прилегающем к зоне горения (изображено сплошной линией).



Рис. 6.

Воспламенение топлива согласно тепловой теории

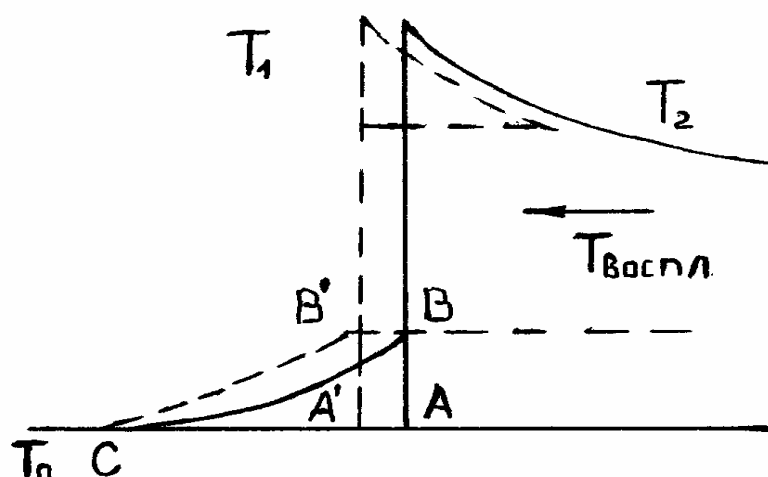


Рис. 7.
Горение топлива согласно тепловой теории

Линия АВ в определённый отрезок времени представляет собой поверхность горения газо-воздушной смеси. Холодные слои смеси, расположенные слева от линии АВ, нагреваются от температуры T_0 до $T_{\text{воспл}}$ по кривой СВ за счёт передачи им теплоты теплопроводностью от поверхности АВ. По достижении $T_{\text{воспл}}$ объем смеси, прилегающий к поверхности АВ, воспламеняется. Температура в этом объеме мгновенно поднимается до T_1 . После того, как горение смеси в этом объеме закончилось, температура в нем понижается до T_2 (температуры горения). В последующий отрезок времени цикл повторяется для поверхности АВ поочередного слоя газо-воздушной смеси по графику, изображенному штриховой линией, и т. д. По мере горения смеси, график как бы перемещается с определенной скоростью по стрелке.

Скорость перемещения фронта горения смеси называется *с к о р о с т ь ю р а с - п р о с т р а н е н и я п л а м е н и*. СРП зависит от тепловых свойств газовой смеси. Она прямо пропорциональна теплоте сгорания смеси и ее теплопроводности и обратно пропорциональна теплоемкости. Большое влияние на скорость распространения пламени оказывает избыток или недостаток воздуха в газо-воздушной смеси, при этом СРП снижается.

В связи с этим существуют так называемые пределы концентрации горючих газов, вне которых газо-воздушные смеси не воспламеняются.

Расширение пределов воспламенения наблюдается при повышении концентрации O_2 в газо-воздушной смеси, повышении температуры и понижении давления. Добавка инертных газов к газо-воздушной смеси понижает СРП.

Тепловая теория горения, объясняя ряд закономерностей горения топлива, не объясняет все многообразие процесса горения.

Тепловая теория дополняется цепной теорией горения, объясняющей процесс горения с точки зрения кинетики цепных реакций.

2.1.6.2. Цепная теория горения

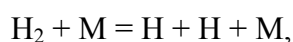
Изучение основных реакций горения показало, что действительный механизм этих реакций не соответствует простейшим химическим уравнением.

Согласно цепной теории механизм большинства гомогенных реакций горения (H_2 , CO_2 , CH_4 и др.) является цепным.

В цепных реакциях ведущую роль играют активные промежуточные реакции, регенерируемые к концу каждого цикла. В качестве активных частиц промежуточных продуктов, возбуждающих цепное развитие, служат молекулы, которые обладают повышенным запасом тепловой или химической энергии, типа перекисей и ненасыщенные молекулы в виде свободных атомов O , H и радикалов типа OH .

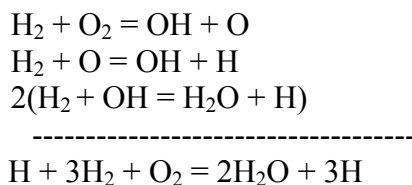
Установлено, что концентрация H и OH в пламени в несколько раз превышает концентрацию, обусловленную термической диссоциацией водяного пара при соответствующей температуре.

Реакция $2\text{H}_2 + \text{O}_2 = 2\text{H}_2\text{O}$ является лишь суммарной реакцией, которая описывает довольно сложную совокупность многих реакций. Необходимым первоначальным условием горения является процесс обычной термической диссоциации молекулы водорода



где M - поверхность огнеупора, материала.

Затем идет последовательная цепь реакций с участием атомов водорода, кислорода и радикалов



Схематическое изображение этих реакций дано на рис. 8.

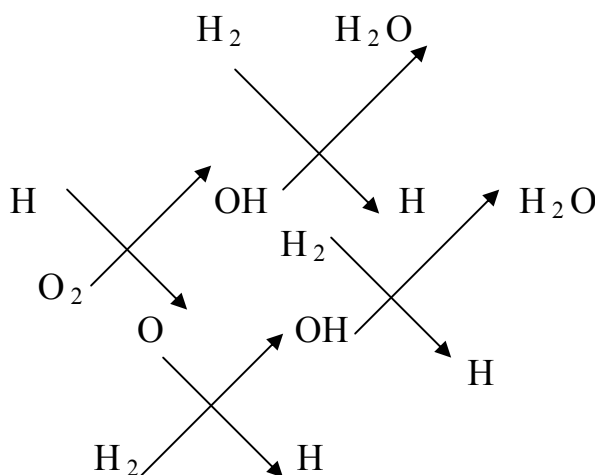


Рис. 8.

Схема цепной реакции окисления водорода

Таким образом, после завершения одного звена цепи каждый начальный атом водорода привел к образованию трех новых атомов водорода.

Исследования горения СО показали, что совершенно сухая СО не горит в смеси с воздухом даже при нагреве газо-воздушной смеси до 1400°С. Горение СО возможно лишь при наличии небольших количеств водорода или водяного пара.

2.2. ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ ДВИЖЕНИЯ ГАЗОВ

Передача теплоты от продуктов горения к нагреваемым предметам в печах зависит от многих факторов в т. ч. от характера движения продуктов горения. Поэтому рациональная организация движения газов является одним из условий успешной работы печей.

Не меньшее значение имеет характер движения газов в теплообменных аппаратах.

Движение газов в печах, теплообменниках и т. д. подчиняется законам газовой механики. По этим же законам определяют величины сопротивлений, оказываемых движущимся газам в печах, каналах, трубопроводах и т. д., в зависимости от которых выбирают тяговые устройства (дымососы, вентиляторы, дымовые трубы.)

Движение газов в печах изучают с помощью законов движения жидкости (гидравлики). Известно, что объем жидкости в отличие от объема газа практически не зависит от давления и температуры. Поэтому если температура и давление движущегося газа постоянны или изменяются незначительно, то его движение подчиняется законам движения жидкости. Практика работы печей показывает, что давление газов в них изменяется очень незначительно. Температура газов по объему печи изменяется значительно, но постепенно. Это обстоятельство позволяет на участках печи небольшой длины не учитывать влияния изменения температуры на объем газов. Следовательно, с известным приближением для изучения движения газов в печах можно использовать законы движущейся жидкости.

В механике жидкостей широко используют представление об *идеальной* (не имеющей внутреннего трения, благодаря чему облегчаются математические описания законов гидравлики) и *реальной* жидкости, которая обладает некоторым внутренним трением. Иногда можно без ущерба для точности расчетов использовать понятие идеальной жидкости при рассмотрении движения реальной жидкости.

2.2.1. Закон Гей – Люссака

При постоянном давлении объем газа прямо пропорционален, а плотность обратно пропорциональна температуре:

$$V_t = V_o(1 + \alpha t)$$

$$\rho_t = \frac{\rho_o}{1 + \alpha t}, \quad \alpha = 1/273$$

где V_t и ρ_t - объем и плотность газа при температуре и давлении 101,3 кН/м², соответственно в м³ и кг/м³.

V_o и ρ_o - объем и плотность газа при том же давлении 101,3 кН/м² и 0°С.

2.2.2. Закон сохранения массы

для движущегося потока жидкости - количество и скорость газа, протекающего через какой-нибудь канал, связаны с поперечным сечением канала определенным отношением.

Скорость движения газа, м/с (секундный расход): $w = V/F$,

где V – расход (объем) протекающего газа, $\text{м}^3/\text{с}$;

F - поперечное сечение канала, м^2 .

При установившемся движении газа по какому-либо каналу расход массы газа G , протекающего через любое сечение канала (1-1 ; 2-2; 3-3) будет одинаковым:

$$G_1 = G_2 = G_3 = \text{const}, \quad \text{но} \quad G = V\rho = Fw\rho.$$

Поэтому $F_1 w_1 \rho_1 = F_2 w_2 \rho_2 = F_3 w_3 \rho_3 = \text{const}$.

Если $\rho_1 = \rho_2 = \rho_3 = \text{const}$, то $F_1 w_1 = F_2 w_2 = F_3 w_3 = \text{const}$.

Это уравнение называют также *уравнением сплошности движения газа* (жидкости).

Вязкость газов или внутреннее трение проявляется при наличии относительного движения соседних слоев газа. Каждая струйка газа, с одной стороны, тормозится соседней движущейся более медленно, а с другой стороны, увлекается вперед более быстрой струйкой, в результате чего образуется касательное усилие.

Силы вязкости, с одной стороны, препятствуют движению, а с другой стороны, они являются передатчиками движения. Благодаря вязкости газу можно сообщить движение, например, с помощью лопастного вентилятора.

Гидравлический диаметр. Сечение канала любой самой сложной формы приводят к единому условному диаметру.

Гидравлический диаметр - это отношение учетверенной площади свободного сечения канала к его периметру: $d_{\text{гидр}} = 4F/S$,

где F - площадь сечения канала, м^2

S - внутренний периметр канала, м.

Для круглых труб $d_{\text{гидр}}$ равен их внутреннему диаметру.

2.2.3. Определение давлений

Движущиеся газы обладают потенциальной и кинетической энергией. Эта энергия в механике газов выражается давлениями, размерность их $\text{Н}/\text{м}^2$ (Па).

- **Геометрическое давление** появляется в результате разности плотностей легкого газа и окружающей его тяжелого газа.

Сосуд (рис.9) заполнен легким газом ($\rho_2 < \rho_{\text{возд}}$). Высота сосуда H . Внизу сосуд открыт и сообщается с атмосферой. Сверху на сосуд в плоскости I – I действует атмосферное давление P_1 . В плоскости II – II сверху вниз действует давление, равное P_1 плюс давление столба газа в сосуде. Снизу вверх на плоскость II – II действует давление P_2 , которое равно атмосферному давлению P_1 плюс давление окружающего столба воздуха высотой H . Разница давлений P_2 и P_1 и будет равна геометрическому давлению в $\text{Н}/\text{м}^2$ столба легкого газа высотой H в плоскости II-II.

$$h_{\text{геом.}} = P_1 + H \rho_{\text{в}} g - P_1 - H \rho_{\text{г}} g = H(\rho_{\text{в}} - \rho_{\text{г}})g .$$

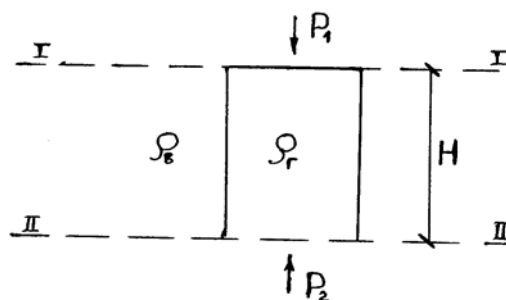


Рис. 9.
Возникновение геометрического давления

Из уравнения видно, что геометрическое давление может иметь знак и плюс и минус. Если плотности окружающего газа и газа в сосуде равны, то $h_{\text{геом.}} = 0$. Геометрическое давление непосредственно не измеряют, а определяют расчетом.

- **Статическое** или **пьезометрическое** давление $h_{\text{ст}}$ представляет собой разность давлений газа, заключенного в сосуд, и окружающего воздуха. Оно измеряется U-образным манометром, один конец которого находится под атмосферным давлением, а другой подсоединяется к сосуду перпендикулярно к потоку газа (рис. 10).

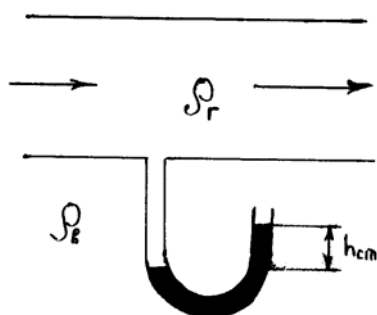


Рис. 10.
Измерение статического давления
(ρ_r – давление газа в трубе, ρ_v –
давление атмосферного воздуха)

- **Скоростное** или **динамическое** давление $h_{\text{ск}}$ в Н/м² имеет место при движении газа. Оно выражает кинетическую энергию газового потока и зависит от скорости и плотности газа

$$h_{\text{ск}} = \frac{\omega_t^2}{2} \cdot \rho_t = \frac{\omega_0^2}{2} \rho_0 (1 + \alpha t),$$

где ω_t , ω_0 - действительная и условная (при 0 °С и 101,3 кН/м²) скорости газового потока.

Скоростное давление измеряют дифференциальным манометром, одно колено которого расположено навстречу потоку газа (определяет суммарное давление $h_{\text{ст}} + h_{\text{ск}}$), а другое – перпендикулярно к нему (определяет только $h_{\text{ст}}$). Разность уровней жидкости в обоих коленах манометра составляет скоростное давление $h_{\text{ск}}$ (рис.11).

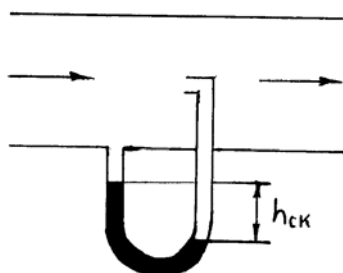


Рис. 11.
Измерение скоростного давления

- **Потерянное** давление $h_{\text{пот}}$ при движении газа имеет место в результате трения газового потока о стенки канала и местных сопротивлений (повороты, расширения, сужения и т.д.). На преодоление сопротивлений расходуется кинетическая энергия газа, выраженная его скоростным давлением.

2.2.4. Определение потерянного давления

Потери давления происходят в результате потерь энергии газового потока на трение $h_{\text{тр}}$ и местное сопротивление $h_{\text{мс}}$

- *Потери давления на трение*

$$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{L}{d_{\text{гидр}}} \cdot \frac{\omega_0^2}{2} \rho_0 (1 + \alpha t), \text{ Н / м}^2$$

где λ - коэффициент трения;

L - длина трубы, м;

$d_{\text{гидр}}$ - гидравлический диаметр, м.

Для практических расчетов λ принимается равной:

для кирпичных каналов - 0,05 – 0,06

для металлических труб и каналов - 0,02 – 0,03.

- *Потери давления на местное сопротивление* (пропорциональны скоростному давлению):

$$h_{\text{мс}} = \xi \frac{\omega_0^2}{2} \rho_0 (1 + \alpha t), \text{ Н / м}^2$$

где ξ - коэффициент местного сопротивления, определяемый опытным путем (существуют табличные значения).

Пример 4

2.2.5. Уравнение Бернулли

Это уравнение является выражением закона сохранения энергии применительно к движению идеального газа:

для любого сечения трубопровода или канала, по которому протекает газ при установившемся движении, сумма давлений статического, геометрического и скоростного является величиной постоянной

$$h_{\text{геом}} + h_{\text{ст}} + h_{\text{ск}} = \text{const.}$$

При движении реального газа часть его энергии - скоростное давление переходит в $h_{\text{пот}}$.

$$h'_{\text{геом}} + h'_{\text{ск}} + h'_{\text{ст}} = h''_{\text{геом}} + h''_{\text{ск}} + h''_{\text{ст}} + h_{\text{пот}} = \text{const}$$

Иногда его называют уравнением давления.

2.2.6. Истечение газов через отверстия

Истечение газов через отверстия наблюдается при выбивании газов через отверстия печи, работе горелок, форсунок и т.д.

Количество газа, истекающего через отверстия, зависят от давления, под которым происходит истечение площади и формы поперечного сечения отверстия.

Для определения количества газов используем уравнение давлений в развернутом виде:

$$H_1(\rho_6 - \rho_2)g + (P'_2 - P_6) + \frac{\omega_1^2}{2}\rho_2 = H_2(\rho_6 - \rho_2)g + (P''_2 - P_6) + \frac{\omega_2^2}{2}\rho_2 + h_{\text{ном}} = \text{const}$$

- Отверстие с острыми кромками

Представим, что из сосуда неограниченно больших размеров (давление газа в нем P_1) газ вытекает через отверстие сечением F в среду с давлением P_2 . Надо определить скорость истечения (рис. 12).

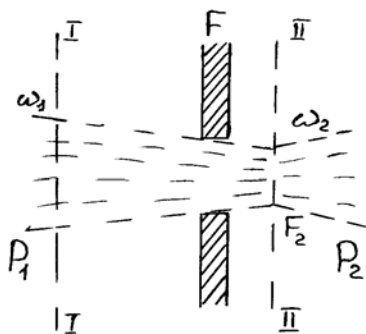


Рис. 12.
Истечение газа через отверстие
с острыми кромками

Напишем уравнение давлений для сечений 1 – 1 и 2 – 2. Потерями на трение пренебрегаем:

$$P_1 + \frac{\omega_1^2}{2} \rho_t^e = P_2 + \frac{\omega_2^2}{2} \rho_t^e .$$

Поскольку сосуд имеет большие размеры, то $\omega_1 = 0$. Если $P_2 = P_0$, получаем:

$$P_1 = P_0 + \frac{\omega_2^2}{2} \rho_t^e .$$

Обозначив $P_1 - P_0 = h$ (Н/м²), можно преобразовать уравнение:

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{2h}{\rho_t^e}} , \text{ м / с.}$$

Сечение струи $F_2 < F$, благодаря сжатию струи. Отношение F_2 / F - *коэффициент сжатия (сужения) струи*. Для тонких стенок $F_2 / F = 0.63$.

Расход газа в сечении 2 – 2 : $V = \omega_2 \cdot F_2$, но $F_2 = F_2 \cdot F / F$, тогда расход газа :

$$V = \frac{F_2}{F} F \sqrt{\frac{2h}{\rho_t^e}} , \text{ м}^3 / \text{с} .$$

- *Отверстие с цилиндрическим насадкой*

Форма насадка и входных кромок при прочих равных условиях значительно влияет на количество истекающего газа.

а) Насадок с острыми кромками (рис. 13)

Уравнение давлений для сечений 1 и 3 :

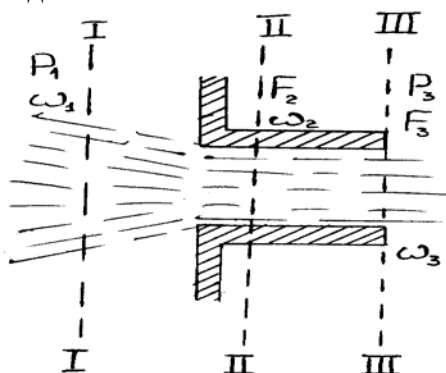


Рис. 13.
Истечение газа через цилиндрический насадок с острыми кромками

$$P_1 = P_3 + \frac{\omega_3^2}{2} \rho_t^e ,$$

где $\frac{\omega_3^2}{2} \rho_t^e$ - скоростное давление в сечении III.

$\frac{(\omega_2 - \omega_3)^2}{2} \rho_t^e$ - потеря на сжатие струи.

Из уравнения сплошности: $W_2 F_2 = W_3 F_3$ имеем $\omega_2 = \frac{\omega_3}{F_2} F_3$.

Подставив это выражение в уравнение давлений, получаем:

$$P_1 - P_3 = \frac{\omega_3^2}{2} \left[1 + \left(\frac{F_3}{F_2} - 1 \right)^2 \right] \rho_i^e.$$

Принимаем $F_2 / F_3 = 0.63$, заменяем $P_1 - P_3 = h$, тогда расход газа в $\text{м}^3 / \text{с}$:

$$V = 0.85 F_3 \sqrt{\frac{2h}{\rho_i^e}}.$$

б) Насадок с закругленными кромками (рис. 14)

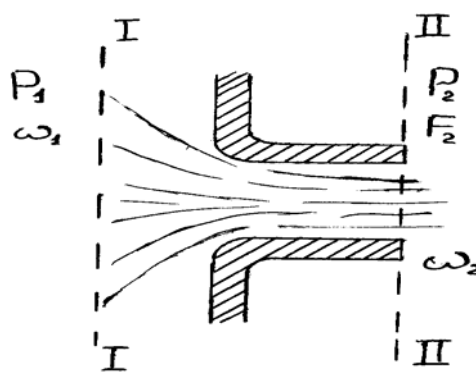


Рис. 14.

Истечение газа через цилиндрический насадок с закруглёнными кромками

В это случае потерь на сужение струи нет. Уравнение давлений для сечений I и II:

$$P_1 = P_2 + \frac{\omega_2^2}{2} \rho_i^e.$$

Заменяя $P_1 - P_2 = h$, получим, что расход газа в $\text{м}^3/\text{с}$:

$$V = F_2 \sqrt{\frac{2h}{\rho_i^e}}.$$

- Истечение через диффузор (расширяющийся насадок с закругленными кромками на входе, рис. 15)

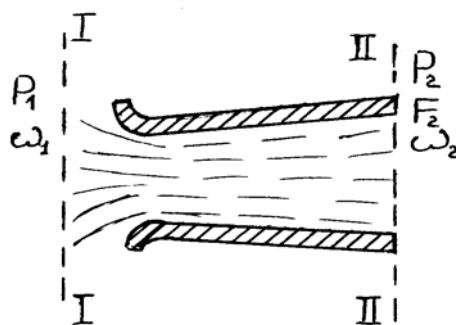


Рис. 15.
Истечение газа через диффузор

Уравнение давлений для сечений 1 и 2 :

$$P_1 = P_2 + \frac{\omega_2^2}{2} \rho_i^e .$$

Подставляя сюда $P_1 - P_2 = h$, получим расход газа в м³/с:

$$V = F_2 \sqrt{\frac{2h}{\rho_i^e}} .$$

Сравнивая рассмотренные случаи, видно, что наибольший расход при одном и том же значении h у диффузора с закругленными кромками на входе, т.к. при этом $F_2 / F = 1$. Диффузор не должен расширяться более чем на 7°, т.к. это соответствует естественному расширению струи газа. Диффузор широко применяют в технике (инжекционные горелки, эжекторы для создания искусственной тяги и т.д.).

2.2.7. Выбивание газов через открытые окна печей (рис. 16)

При нормальном режиме работы печи на поду ее поддерживается атмосферное давление. По высоте печи это давление возрастает и достигает максимума под сводом. Количество дымовых газов (м³/с), выбивающихся через окно (значительных размеров) печи:

$$V = \frac{2}{3} H B \sqrt{\frac{2H(\rho_0^e - \rho_i^u)}{\rho_i^e}} ,$$

где H и B - высота и ширина окна, м.

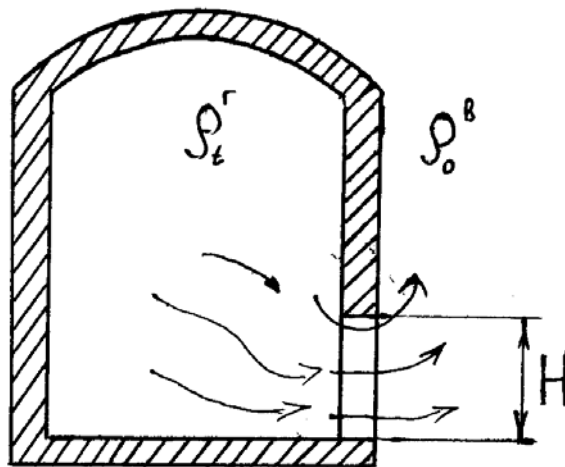


Рис. 16.
Истечение газов через открытое окно печи

2.2.8. Движение газов в печах

Движение газов в печах по природе его возникновения может быть свободным или вынужденным.

Свободное - это движение, вызванное разностью плотностей газов, находящихся в печи.

Вынужденное - движение, вызванное внешними факторами (дымовой трубой, вентилятором, горелкой, форсункой и т.д.). В большинстве современных печей имеет место вынужденное движение газов.

По характеру движения газов в печах, трубопроводах, различных каналах подразделяются на *ламинарное* (слоистое) и *турбулентное* (вихревое). Это же относится и к жидкостям.

При ламинарном движении элементарные струйки газа (жидкости) протекают параллельно одна за другой (рис. 17).

При турбулентном движении они движутся в направлении основного потока вихреобразно, неупорядоченно.

При переходном режиме движение газов имеет промежуточный характер.

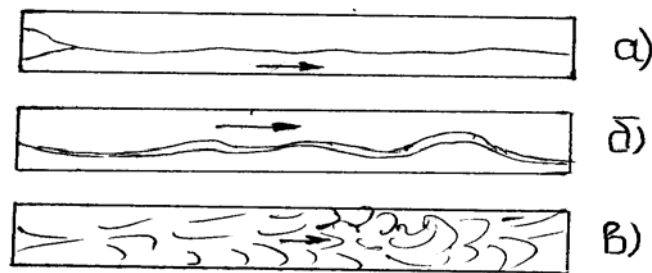


Рис. 17.

Характер движения жидкости в трубе при ламинарном (а), переходном (б) и турбулентном (в) режимах

Показателем характера движения газа (жидкость) служит критерий Рейнольдса :

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{\text{суп}}}{\nu},$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости при температуре $^{\circ}\text{C}$.

При $Re \leq 2300$ движение газа (жидкости) ламинарное, а при $Re \geq 10000$ – турбулентное.

При $Re = 2300 - 10000$ режим движения переходный. Эти значения Re справедливы для гладкого круглого трубопровода. На практике значения Re отклоняются от указанных, но в расчетах зачастую используются именно эти значения.

Движение газов в печах отличается большой сложностью. Неравномерность давлений в печи, вызванная разностью температур в печном объеме и влиянием газовых струй из форсунок и горелок, приводит к перемещению газа из мест большего давления в места с меньшим давлением или разрежением. Т.е. возникает **циркуляция** в печном пространстве. Наряду с циркуляцией, в печах большого объема иногда имеют место «мертвые» зоны с очень малой скоростью циркуляции.

В печи с подподовой топкой (рис. 18) интенсивная циркуляция газов. Она объясняется тем, что продукты горения покидают горелку (форсунку) с большой скоростью, благодаря чему у корня факела образуется разрежение, которое распространяется на канал А. Продукты горения топлива проходят через топку Б и выходят через канал В в рабочую камеру Г, а часть из них уходит в дымоотводную систему, а часть засасывается опять в топку Б через канал А.

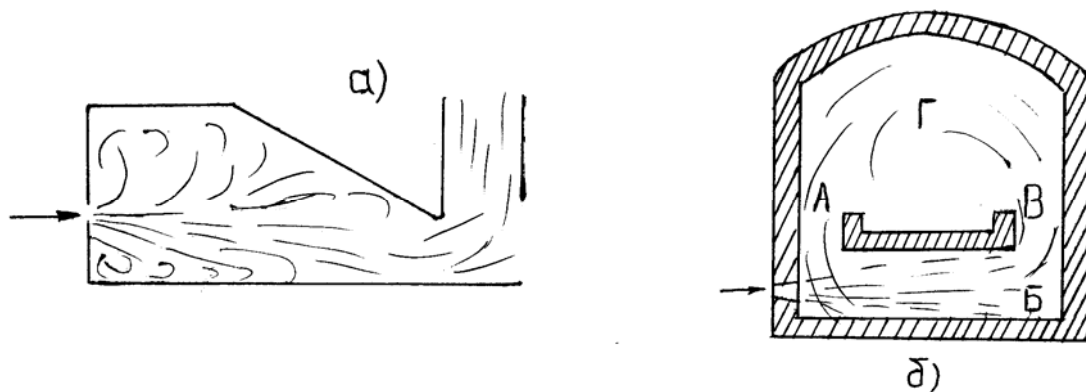


Рис. 18.

Схема движения газов в прямой (а) и подподовой (б) топках

В печах при нормальной их работе на поду поддерживается давление, равное атмосферному, т.к. если давление в рабочей камере будет значительно выше или ниже атмосферного, то произойдет выбивание газов из печи или подсос холодного воздуха в печь. И то, и другое является нежелательным.

Практически в печах вследствие геометрического давления невозможно поддерживать давление, равное атмосферному, по всей высоте рабочей камеры. Поэтому стараются поддерживать атмосферное давление на уровне пода печи с тем, чтобы предотвратить подсос холодного воздуха в печь, т.к. подсос холодного воздуха менее желателен для работы печи, чем выбивание газов из нее. Необходимое давление (обычно говорят, слабоположительное) поддерживается регулированием тяги из печи.

На режим давлений в печи оказывают влияние также расположение и размеры дымоходов. Схема расположения дымоходов зависит от назначения и конструкции печи. Размеры же дымоходов выбирают исходя из того, чтобы условная (при температуре 0°C и $101,3 \text{ кН/м}^2$) скорость газов W_0 в них не превышала $1 - 2 \text{ м/с}$.

2.2.9. Устройства для создания тяги в печах

2.2.9.1. Естественная тяга

создается с помощью дымовой трубы, высота и площадь поперечного сечения которой зависят от количества выбрасываемых газов и потерь давления при прохождении газов из печи через систему дымовых каналов шиберов и т.д.

Высоту дымовой трубы H определяют по формуле:

$$1,3 \sum_{\text{A}} h_{\text{ном}} = H(\rho_t^e - \rho_t^c)g - \frac{\omega_{02}^2 - \omega_{01}^2}{2} \rho_0^c (1 + \alpha_{cp}^c) - \frac{\omega_{02}^2}{2} \rho_0^c (1 + \alpha_2^c) - \lambda \frac{H}{d_{cp}} \rho_0^c (1 + \alpha_{cp}^c),$$

A
B
Г
B

где $h_{\text{пот}}$ - потери давления на пути газа от печи до трубы, Н/м²;
 1,3 - коэффициент увеличения $h_{\text{пот}}$ в случае форсированной работы печи;
 $\rho_t^B, \rho_t^r, \rho_o^r$ - плотности воздуха и газа при 0 и t °С и 101,3 кН/м²; кг/м³;
 ω_{01} и ω_{02} - условные скорости газа в основании и на выходе из трубы, м/с;
 $(\omega_{02} = 2,5 - 3,0 \text{ м/с} \text{ и } \omega_{01} = 1,2 - 2,0 \text{ м/с})$,
 $\omega_{0 \text{ ср}}$ - средняя условная скорость газа в трубе, м/с;
 $t_{\text{ср}}^r$ - средняя температура газа по высоте трубы, °С;
 t_2^r - температура газа на выходе из трубы, °С;
 $d_{\text{ср}}$ - ср. диаметр трубы, м.

Выражение А характеризует тягу, создаваемую трубой за счет геометрического давления.

Член В - выражает потерю давления на трение в трубе.

В - потерю давления на сужение трубы (высокие кирпичные трубы строят обычно конусными для обеспечения строительной прочности).

Г - потерю давления на выход газа из трубы за счет внезапного расширения струи газа.

Для этой формулы необходимо знать температуру газов у устья трубы (на выходе) и их среднюю температуру в трубе. Для этого предварительно определяют высоту труб приближенной формуле:

$$H = (20 - 25) d_y$$

где d_y - диаметр устья, который находят по скорости ω_{02} и количеству газа.

Пользуясь найденной высотой и задавшись падением температуры газов на 1м высоты (у кирпичных труб оно составляет 1,5 – 1,6 град/м; у железных без футеровки 3 – 4 град/м высоты), определяют $t_{\text{ср}}^r$ и t_2^r . Соотношение между d_y и $d_{\text{осн}}$ принимают равными:

$$d_{\text{осн}} = 1,5 d_y.$$

Если неизвестны скорости газов в трубе, можно задаваться скоростью их в устье (на выходе) трубы. В частности, если скорость газов меньше 2 – 4 м/с, то возможно «задувание» трубы ветром; в зависимости от высоты принимают эту скорость : чем выше труба, тем должна быть больше скорость выходящих газов.

Диаметр устья трубы d_y надо определять из соотношений сплошности потока:

$$F_1 \omega_1 \rho_1 = F_2 \omega_2 \rho_2 = \dots = \text{const}.$$

Пример 5

2.2.9.2. Искусственная тяга

может быть создана с помощью разных систем, основными из которых являются:

А) Отсасывание вентилятором.

В качестве дымососов используют осевые или центробежные вентиляторы низкого (ВРН) среднего (ВРС) или высокого (ВВД) давления.

Вентиляторы из углеродистой стали, работают при температуре до 200 - 250°С. До температур 400 – 600°С применяют специальные вентиляторы из углеродистой стали с водоохлаждаемыми подшипниками и валами.

Подбор вентиляторов осуществляют по номограммам или каталогам. При этом за основным критерий берут часовой расход газа и сумму потерь давлений (обычно с запасом до 25%) (рис. 19 – 21).

Номограммы устанавливают зависимость между производительностью V (м³/ч), полным давлением h (Н/м²), включая статический и скоростной напоры, а также К.П.Д. при определенном числе оборотов рабочего колеса и температуре воздуха 20°C или при плотности воздуха $\rho = 1,2$ кг/м³.

Номограмма состоит из двух частей: нижней, выражающей значения производительности в зависимости от номера вентилятора и верхней, показывающей давление, К.П.Д и условные числа оборотов колеса (А), равное произведению nD , где D - диаметр рабочего колеса, дм. Число оборотов вентилятора в мин. при заданных величинах V (м³/ч) и h (Н/м²):

$$n = A / N_{\text{вент.}}, \text{ об/мин.}$$

Номер вентилятора – размер диаметра рабочего колеса в дм.

Порядок выбора № вентилятора и его К.П.Д:

Для заданной производительности V (м³/ч) проводят горизонтальную линию, которая будет пересекать линии разных № вентиляторов в нижней части номограммы; далее из точек пересечения от каждого номера по вертикали проводят линии до пересечения с горизонтальной линией заданного давления h (Н/м²) в верхней части номограммы; полученные точки в верхней части показывают К.П.Д и условное число А. Рекомендуется выбирать вентилятор, значение К.П.Д. которого не ниже чем 0,9 от максимального.

Мощность на валу электродвигателя вентилятора:

$$N_{\text{ос}} = \frac{V_t h_t}{3600 \cdot 102 g \eta_v \eta_n}, \text{ кВт},$$

где V_t - произведение вентилятора при данной температуре, м³/ч,

h_t - полное давление, создаваемое вентилятором при данной температуре газа, Н/м²,

η_v - к.п.д. вентилятора,

η_n - к.п.д. передачи, который в зависимости от вида передачи имеет следующие значения:

К.П.Д. передачи для вентиляторов, соединенных с двигателем

- при помощи эластичной муфты - 0,98
- при помощи клиноременной передачи - 0,95
- при помощи плоскоременной передачи - 0,90

Установочная мощность электродвигателя с учетом запаса:

$$N_{\text{уст}} = k N_{\text{дв}} \text{ кВт},$$

где k - коэффициент запаса мощности электродвигателя на пусковой момент, который принимается от мощности на валу $N_{\text{дв}}$ (кВт):

мощность на валу до	0,5	-	1,5
мощность на валу	0,5 - 1,0	-	1,5
мощность на валу	1,0 - 2,0	-	1,2
мощность на валу	2,0 - 5,0	-	1,15
мощность на валу свыше	5	-	1,1

Изменение числа оборотов вентилятора, а также изменение диаметра рабочего колеса, плотности газа приводит к изменению производительности, создаваемого давления и мощности вентиляторов по следующим зависимостям:

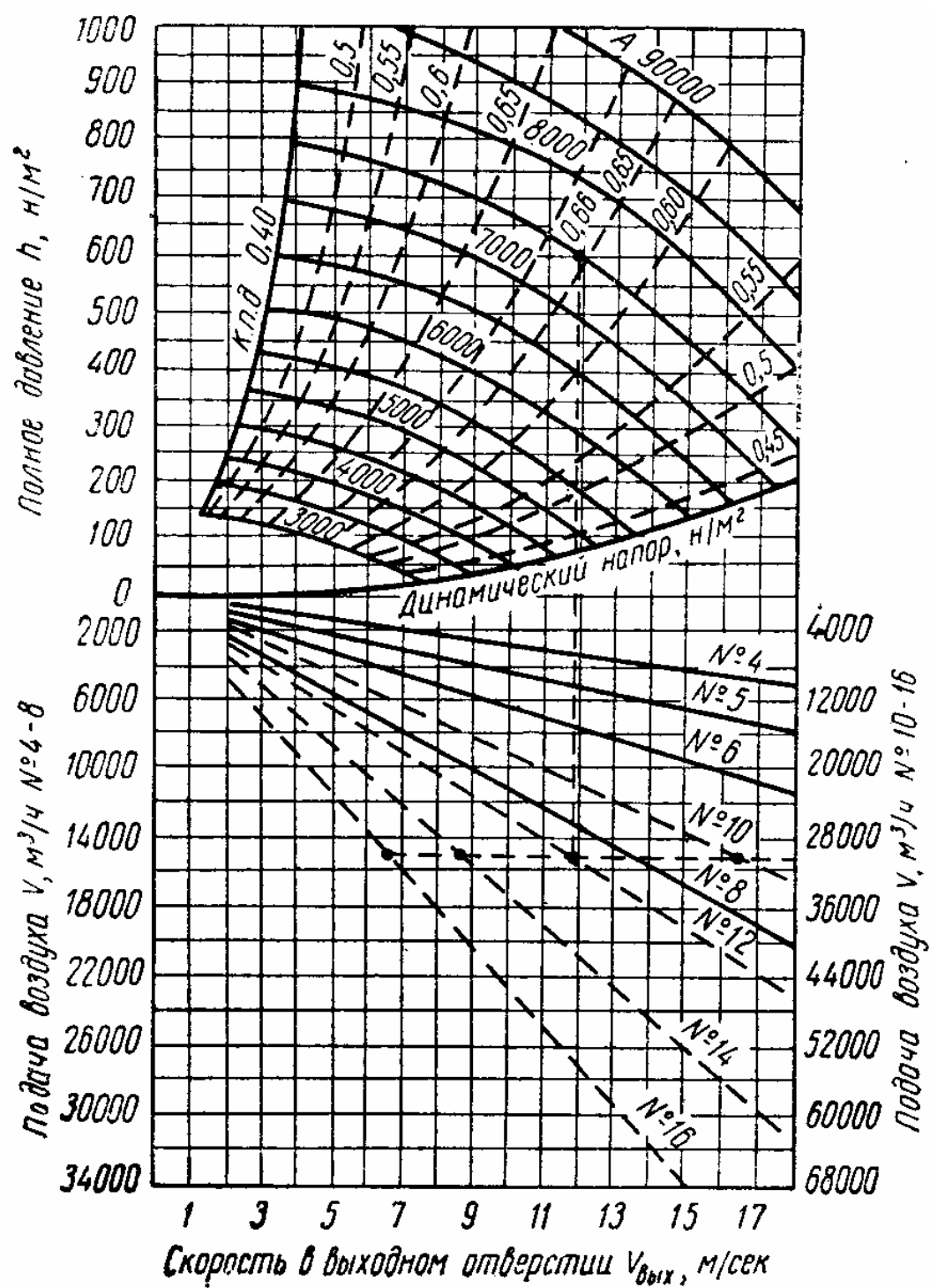


Рис. 19.
Номограмма для подбора центробежных вентиляторов
низкого давления серии ВРН

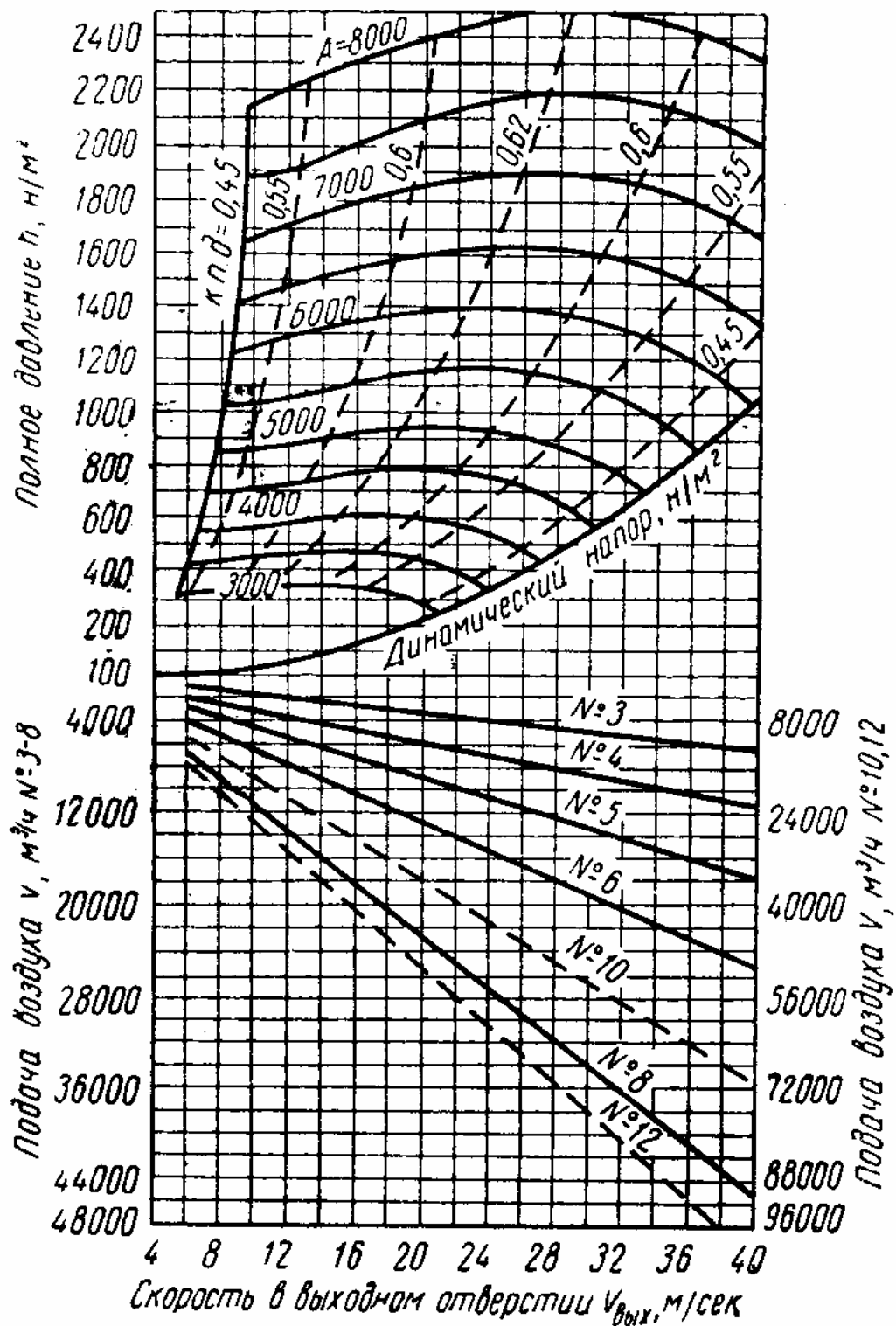


Рис. 20.

Номограмма для подбора центробежных вентиляторов
среднего давления серии ВРС

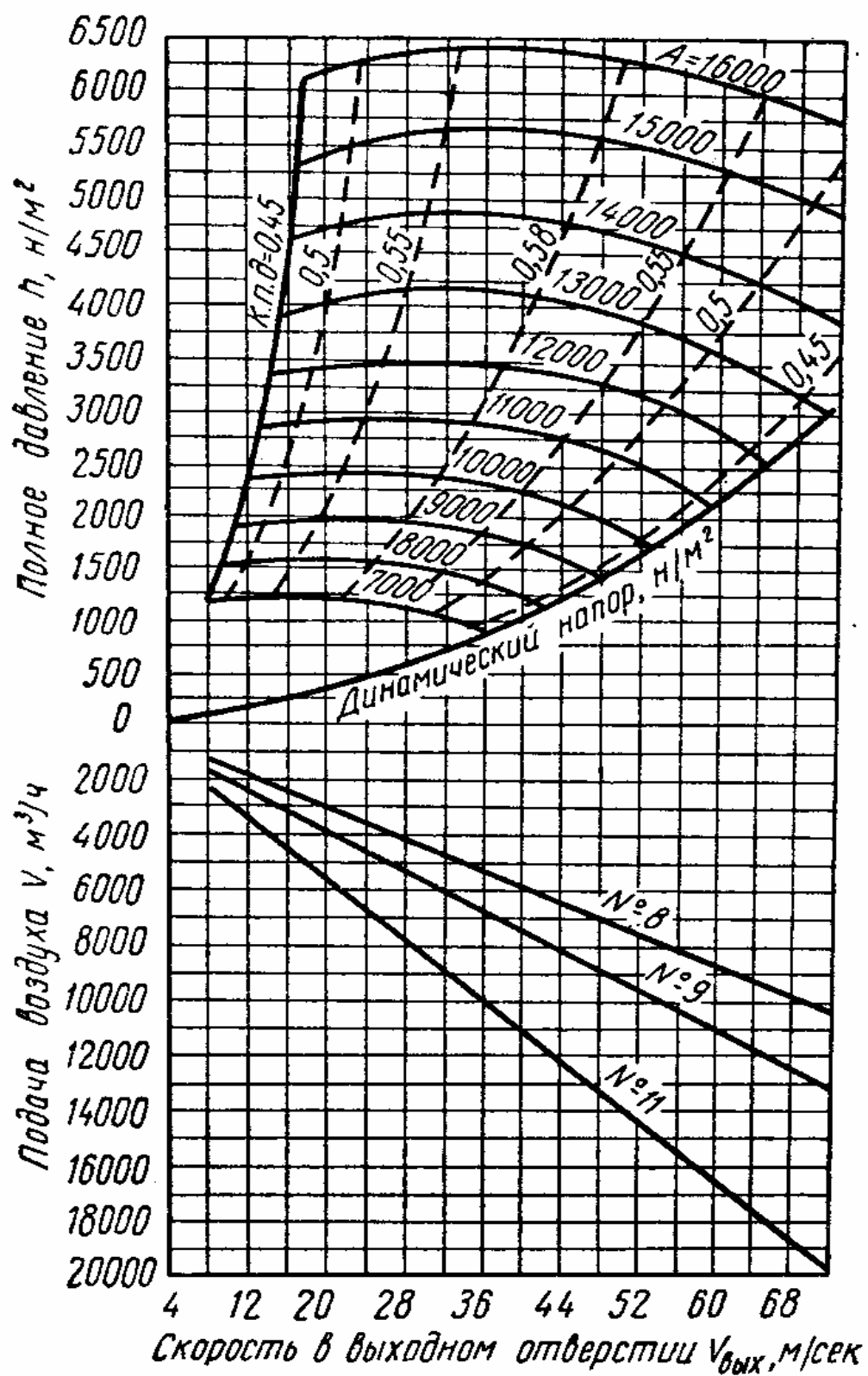


Рис. 21.

Номограмма для подбора центробежных вентиляторов
 высокого давления серии ВВД

$$V_2 = V_1 \frac{n_2}{n_1} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3 ;$$

$$h_2 = h_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \frac{\rho_2}{\rho_1} ;$$

$$N_2 = N_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5 \frac{\rho_2}{\rho_1} .$$

При этом к.п.д. вентилятора данной серии остается постоянным.

По данным формулам легко рассчитать необходимые параметры работы вентилятора при изменении характеристики сети.

Поскольку номограммы составлены для воздуха с $\rho_v = 1,2 \text{ кг/м}^3$, т.е. при $t_v = 20^\circ\text{C}$, то при работе с горячим воздухом или газом с другой плотностью давление меняется:

$$h_o = h_{20} \frac{\rho_{\text{газ}}}{1,2} , \quad \text{Н/м}^2$$

где h_d - действительное давление при данной плотности газов $\rho_{\text{газ}}$, кг/м^3 .

Следовательно, при подаче горячего воздуха или газа необходимо производительность вентилятора брать при действительной температуре газа, а создаваемое давление пересчитывать по формуле:

$$h' = h_o \frac{1,2}{\rho_t} \quad \text{Н/м}^2 .$$

Величина h' и служит далее для подбора вентилятора с помощью номограмм.

Пример 6

При параллельной работе двух или более вентиляторов, их производительности складываются.

При последовательном соединении вентиляторов увеличивается вдвое давление.

Чтобы сохранить за каждым вентилятором режим максимального к.п.д., необходимо при подборе для соединения исходить из одинаковой производительности и равной доли действующего давления (половины, если два вентилятора).

Б) Тяга косвенного действия

Она обеспечивается с помощью эжекторов (рис. 22): эжектирующий газ, выходя из сопла 1 с большой скоростью, за счет вязкости и трения увлекает частицы эжектируемого газа 2, при этом создается разрежение в области, прилегающей к эжектору.

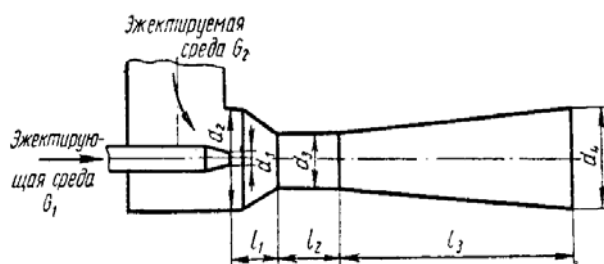


Рис. 22.
Принцип действия эжектора

На этом же принципе работают инжекторные горелки, подающие горячие газы внутрь тепловых установок.

2.3. ОСНОВЫ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Теплопередача - учение о процессах распространения теплоты. Тепловая энергия передается от тел, имеющих более высокую температуру, телам с более низкой температурой.

Температурное поле - совокупность значений температуры в данный момент времени для всех точек пространства.

Температура t является функцией координат x, y, z и временем τ :

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

Если температура зависит от времени, то температурное поле *нестационарное*. Если температура не изменяется во времени, то поле *стационарное*.

В этом случае температура остается функцией трех координат и поле в этом случае называется *трехмерным* или *объемным*: $t = f(x, y, z)$.

Точно также поле может быть *двухмерным* (плоским): $t = f(x, y)$ или *одномерным* (линейным): $t = f(x)$.

Геометрическое место точек, имеющих одинаковую температуру, образует *изотермическую* поверхность.

На рис. 23 отдельные точки печного пространства, имеющие одинаковую температуру, соединены между собой линией --- *изотермой*.

Расположение изотерм на различных участках может быть плотным и редким.

Плотное расположение изотерм показывает на быстрое нарастание температуры, редкое - на медленное.

Из рассмотрения двух изотерм с температурой t и $(t + \Delta t)$ можно сделать вывод, что наибольшее резкое изменение температуры наблюдается в направлении нормали к изотермическим поверхностям (рис.24).

Предел отношения разности температур Δt к расстоянию между изотермами по нормали Δn в град/м называется *температурным градиентом*:

$$\lim_{\Delta n \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta t}{\Delta n} \right) = \frac{dt}{dn} = \text{grad } t.$$

Его положительным направлением считается направление в сторону возрастания температур. По величине $\text{grad } t$ судят о том, насколько быстро изменяется температура на данном отрезке пространства.

Тепловая энергия распространяется всегда только в сторону областей с меньшей температурой. Количество переносимой теплоты в Дж за 1 с называется *тепловым потоком* (Вт). Тепловой поток, отнесенный к единице поверхности (обычно к 1 м^2) называется *поверхностной плотностью* теплового потока.

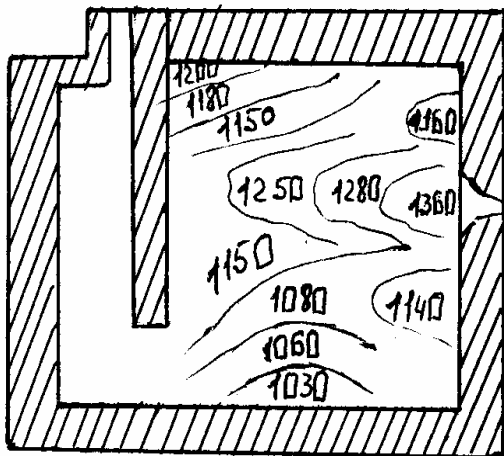


Рис. 23.
Распределение температуры
в камерной печи

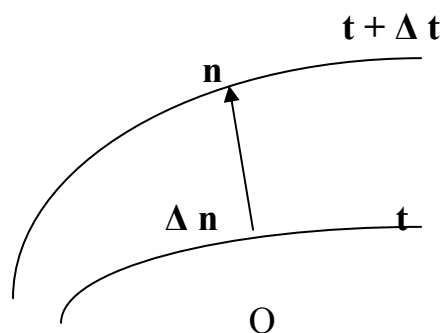


Рис. 24.
Схема к определению
температурного градиента

Величина поверхностной плотности показывает, какое количество теплоты в Дж передается через поверхность, равную 1 м^2 за 1 с. [Дж/с * м^2 или Вт/ м^2]

Направление теплового потока противоположно направлению температурного градиента.

Теплообмен - очень сложный процесс. Различают три способа передачи тепла:

- **Теплопроводность** - процесс распространения теплоты путем непосредственного соприкосновения частиц тела (газа, жидкости, твердого).
- **Конвекция** - процесс распространения тепла путём перемещения частиц тела (газа и жидкости).
- **Излучение** - процесс распространения тепла в виде электромагнитных волн.

Теплообмен называют *внутренним*, если передача тепла происходит внутри тела (в твердом – теплопроводностью; в газе и жидкости – теплопроводностью и конвекцией; для прозрачных тел еще и излучением), и *внешним*, если передача тепла происходит между разными телами (дымовыми газами и кладкой, изделием; факелом и кладкой; кладкой и изделием и т.д.).

В печах имеют место все три вида теплообмена, но в зависимости от конструкции печи и ее температурного режима тот или другой вид будет преобладающим. Например, в печах с температурой до 600°C основное количество теплоты к поверхности нагреваемого тела передается за счет конвекции. В печах с температурой $> 1200^\circ\text{C}$ основное количество теплоты к нагреваемому телу передается излучением.

Теплота, поступающая на поверхность нагреваемого тела, распространяется внутри его теплопроводностью. Это тепло расходуется на излучение телосодержания тела (в нагревательных печах), плавление (в плавильных печах) или испарение влаги (в сушильных установках).

В печи (рис. 25) продукты горения топлива (в виде факела и дыма), имеющие наиболее высокую температуру, отдают теплоту кладке и нагреваемым изделиям. Передача теплоты от продуктов горения осуществляется за счет излучения и конвекции. Внутренняя поверхность кладки печи имеет температуру выше, чем наружная часть

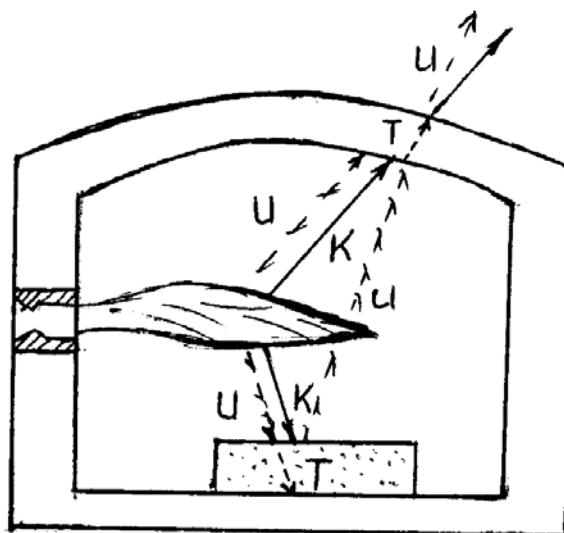


Рис. 25.
Схема теплообмена в печи

стенки. Передача тепла через стенку происходит теплопроводностью в основном при стационарном температурном поле в ней (не в период нагрева или охлаждения печи).

Наружная поверхность стенки печи имеет более высокую температуру, чем окружающая среда и теплота от кладки в окружающую среду происходит излучением и конвекцией.

Нагреваемые изделия имеют температуру ниже не только продуктов горения, но и внутренней поверхности кладки, поэтому они получают тепло от продуктов горения за счет излучения и конвекции, а от кладки за счет излучения.

В самом теле распространения тепла есть процесс теплопроводности при нестационарном температурном поле.

Значение закономерностей теплообмена в печи позволяет правильно решать вопросы быстрого и равномерного нагрева (охлаждения при отжиге) изделий, уменьшения тепловых потерь через стенки печи и т.д.

2.3.1. Передача теплоты теплопроводностью.

Основной закон этой передачи тепла: $g = -\lambda \text{ grad } t$,
где g - кол-во теплоты в Дж, передаваемое через поверхность в 1 м^2 за 1 с (Вт/м^2);
 λ - коэффициент теплопроводности.

Знак «минус» означает, что направление теплового потока и температурного градиента противоположны.

По величине теплопроводности можно определить количество теплоты, которое происходит в единицу времени через единицу поверхности при падении температуры на 1°C на единице длины.

Размерность: $\lambda = q / \text{grad } t$, $\text{Вт/м}^2 \text{ град}$.

Теплопроводность λ является физическим параметром вещества и зависит от свойств тела: структуры, объемной массы, давления и температуры:

- для газов $\lambda = 0,005 - 0,5 \text{ Вт/м}^2 \text{ град}$; с повышением температуры λ возрастает;

- для жидкостей $\lambda = 0,08 - 0,6 \text{ Вт/м}^2 \text{ град}$; с повышением температуры λ уменьшается;
- для теплоизоляционных и огнеупорных материалов $\lambda = 0,2 - 10 \text{ Вт/м}^2 \text{ град}$; с повышением температуры λ возрастает;
- для металлов $\lambda = 2 - 360 \text{ Вт/м}^2 \text{ град}$; с повышением температуры λ для большинства металлов уменьшается.

2.3.1.1. Плоская однородная стенка.

Имеем стенку толщиной S из материала с теплопроводностью λ . Температура наружных поверхностей стенки t_1 и t_2 . Температура изменяется в направлении оси X (рис. 26), т.е. плоские изотермические поверхности параллельны оси t (перпендикулярны к плоскости чертежа).

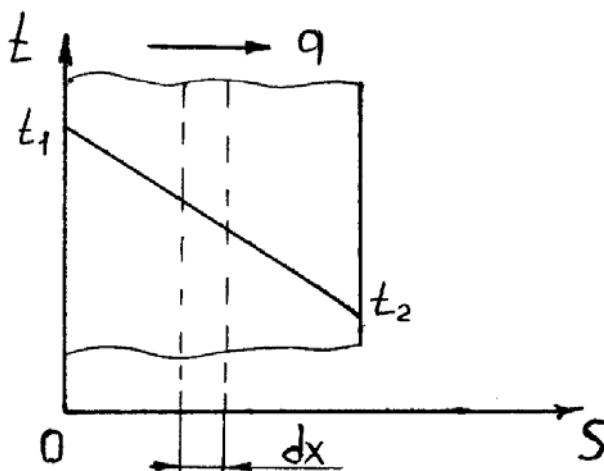


Рис. 26.
Однородная плоская стенка

Для стенки $q = -\lambda \frac{dt}{dx}$, так как $\frac{dt}{dx} = \text{grad } t$ или $dt = -\frac{q}{\lambda} dx$.

После интегрирования $t = \frac{q}{\lambda} \cdot x + c$, где c - константа интегрирования.

При заданной температуре обеих поверхностей $t = t_1$ (при $x = 0$) и тогда $c = t_1$; $t = t_2$ при $x = S$, поэтому $t_2 = -\frac{q}{\lambda} S + t_1$, а отсюда $q = \frac{\lambda}{S} (t_1 - t_2) \text{ Вт/м}^2$.

Общее количество теплоты, переданное через плоскую стенку с поверхностью $F (\text{м}^2)$ за 1 с: $Q = q \cdot F$, Вт.

Пример 7

2.3.1.2. Плоская многослойная стенка

Многослойная стенка состоит из нескольких слоев. На печах обычно стенки многослойны. Например, первый слой (со стороны рабочего пространства печи) состоит из

шамота, второй из диатомита, третий из асбестового картона и четвертый слой – стальной лист каркаса печи (рис. 27).

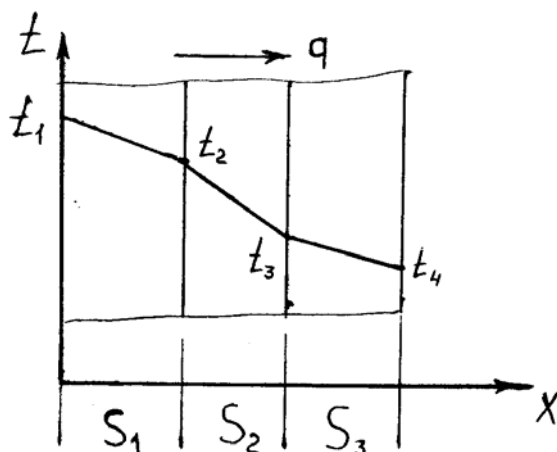


Рис. 27

Многослойная плоская стенка

Рассмотрим 3-х слойную стенку: толщина слоев S_1 , S_2 , S_3 , а теплопроводность соответственно λ_1 , λ_2 , λ_3 .

Температуры наружных поверхностей t_1 и t_4 . Принимаем, что слои плотно прилегают друг к другу и в месте их контакта имеют одинаковую температуру.

Поверхностная плотность теплового потока ($\text{Вт}/\text{м}^2$):

$$\text{через слой 1} \quad q = \lambda_1 / S_1 (t_1 - t_2),$$

$$\text{через слой 2} \quad q = \lambda_2 / S_2 (t_2 - t_3),$$

$$\text{через слой 3} \quad q = \lambda_3 / S_3 (t_3 - t_4).$$

При стационарном тепловом поле: $q_1 = q_2 = q_3 = q_4$.

Тогда изменение температуры в каждом слое:

$$t_1 - t_2 = q \frac{S_1}{\lambda_1}; \quad t_2 - t_3 = q \frac{S_2}{\lambda_2}; \quad t_3 - t_4 = q \frac{S_3}{\lambda_3}.$$

Складывая левые и правые части уравнений:

$$t_1 - t_4 = q \left(\frac{S_1}{\lambda_1} + \frac{S_2}{\lambda_2} + \frac{S_3}{\lambda_3} \right).$$

Откуда поверхностная плотность теплового потока в $\text{Вт} / \text{м}^2$:

$$q = \frac{t_1 - t_4}{\frac{S_1}{\lambda_1} + \frac{S_2}{\lambda_2} + \frac{S_3}{\lambda_3}}.$$

Если стенка состоит из n слоёв, то

$$q = \frac{1}{\frac{S_1}{\lambda_1} + \frac{S_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{S_n}{\lambda_n}} (t_1 - t_{n+1}).$$

Температура между слоями:

$$t_2 = t_1 - q \frac{S_1}{\lambda_1}; \quad t_3 = t_2 - q \frac{S_2}{\lambda_2}.$$

Пример 8

2.3.2. Передача теплоты конвекцией

Поверхностная плотность теплового потока в Вт/м^2 , передаваемого конвекцией,

$$q = \alpha (t_1 - t_2) ,$$

где α - коэффициент теплообмена в $\text{Вт/м}^2\text{°C}$;

$t_1 - t_2$ - разность температур между газом и твердым телом.

По величине коэффициента теплообмена можно судить об интенсивности теплообмена, т.е. о том, какое количество теплоты в Дж передается через поверхность, равную 1м^2 за 1с при разности температур между газом и поверхностью, составляющей 1°C .

Коэффициент теплообмена зависит от формы, размера и температуры поверхности твердого тела и скорости, температуры, теплоемкости и теплопроводности движущего газа. Коэффициент теплообмена учитывает передачу теплоты конвекцией и теплопроводностью.

Исследования теплопередачи от поверхности к газу или от газа к поверхности показали, что при ламинарном и при турбулентном течении на поверхности твердого тела остается неподвижный тонкий слой газа, называемый пограничным слоем, через который теплота передается только теплопроводностью. У газов и жидкостей теплопроводность мала, поэтому именно этот пограничный слой лимитирует теплопередачу конвекцией.

Различают конвективную теплопередачу при *свободном* и *вынужденном* движении газа.

Примером свободного движения является движение воздуха у наружной поверхности печи. Температура печи выше температуры воздуха, поэтому слои воздуха, соприкасающиеся с печью, нагреваются, и их плотность уменьшается, и они поднимаются вверх. На их место поступают новые, более холодные объемы. Они также нагреваются и поднимаются вверх. Поэтому до тех пор, пока имеется разность температуры стенки печи и окружающего воздуха, будет происходить движение воздуха.

Коэффициент теплообмена при свободном движении газа зависит от расположения поверхности в пространстве. Например, свод печи охлаждается интенсивнее, чем под. Это объясняется тем, что в первом случае условия для подхода холодного воздуха и отхода горячего лучше, чем во втором случае.

В зависимости от расположения поверхности в пространстве коэффициент теплообмена при свободном движении газа в Вт/м^2 , град

$$\alpha = n \sqrt[4]{t_1 - t_2} ,$$

где $t_1 - t_2$ - разность температур поверхности и газа;

n - коэффициент, зависящий от расположения поверхности. Для вертикальных

поверхностей $n = 2,56$; для горизонтальных, обращенных вверх $= 3,26$;
для горизонтальных, обращенных вниз $= 1,63$.

Вынужденным движением называется движение, вызванное действием насоса, вентилятора и т.д. При определении величины коэффициента теплообмена в этом случае используют критерии подобия.

Значения α при свободной конвекции $2 - 10 \text{ Вт/м}^2 \text{ град}$; при вынужденной - $20 - 50$; при вынужденном движении воды в трубах - до 6000 и при кипении жидкости до $11600 \text{ Вт/м}^2 \text{ град}$.

На величину коэффициента теплоотдачи в сильной степени влияет скорость газового (или воздушного) потока; чем больше скорость, тем меньше толщина вязкого подслоя, который находится между потоком газа и стенкой и затрудняет теплообмен. Поэтому конвективный теплообмен зависит от гидродинамических условий. Он зависит также от формы и размеров теплообменной поверхности и др. факторов.

2.3.3. Передача теплоты излучением

Часть тепловой энергии – *лучистая* - в виде электромагнитных колебаний распространяется в пространстве со скоростью света.

Встречая на своем пути твердые, жидкие или газообразные тела, тепловые лучи частично поглощаются, частично отражаются и в некоторых случаях частично проходят сквозь эти тела. Поглощенные лучи снова превращаются в тепловую энергию.

Такое превращение энергии наблюдается непрерывно и для системы, в которой тела имеют различные температуры, и для системы, в которой температура всех тел одинакова. В последнем случае количество излучаемой энергии равно поглощаемой, т.е. система находится в тепловом равновесии.

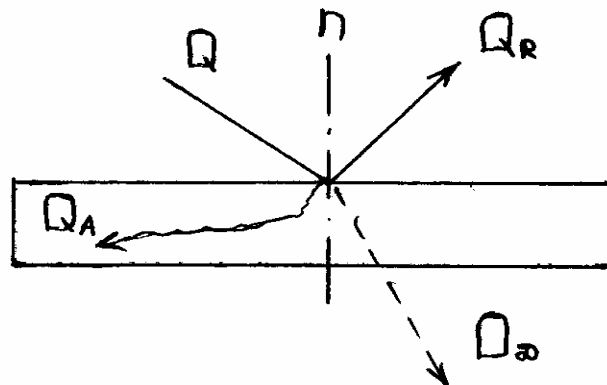


Рис. 28.

Схема распределения лучистой энергии

По схеме рис. 28 :

$$Q_A + Q_R + Q_D = Q \quad \text{или} \quad \frac{Q_A}{Q} + \frac{Q_R}{Q} + \frac{Q_D}{Q} = 1$$

Примем обозначения:

$\frac{Q_A}{Q} = A$ - коэффициент поглощения или поглощательная способность;

$\frac{Q_R}{Q} = R$ - коэффициент отражения или отражательная способность;

$\frac{Q_D}{Q} = D$ - коэффициент пропускания или пропускательная способность.

Тогда $A + R + D = 1$.

Если $A=1$, то $R=D=0$. Это означает, что вся лучистая энергия поглощается. Таким свойством обладает т.н. *абсолютно черное тело*.

Если $R=1$, то $A=D=0$. Т.е. лучистая энергия отражается, таким свойством обладают *зеркальное тело*, если отражение происходит по законам геометрической оптики, и т.н. *абсолютно белое тело*, если отражение диффузное.

Если $D=1$, то $A=R=0$. В этом случае вся лучистая энергия полностью проходит сквозь тело. Таким свойством обладает т.н. *абсолютно прозрачное тело*.

Все эти понятия условны. Реальные тела одновременно отражают, поглощают и пропускают лучистую энергию, твердые и жидкие тела практически не пропускают, т.е. $D=0$; $A+R=1$. Газообразные тела, наоборот, хорошо пропускают лучистую энергию и плохо поглощают ее. Двухатомные газы O_2 , N_2 , CO , воздух и т.д. считаются прозрачными, а трехатомные H_2O , CO_2 , SO_2 – полупрозрачными.

Общее количество теплоты, излучаемое поверхностью F в единицу времени, называют **лучистым тепловым потоком** Q (Вт). Величину лучистого теплового потока, отнесенную к единице поверхности, называют поверхностной плотностью лучистого теплового потока E или лучеиспускательной способностью (в Вт/м²):

$$E = Q / F .$$

2.3.3.1. Закон Кирхгофа

Отношение лучеиспускательной способности тела к его коэффициенту поглощения есть величина постоянная для всех тел, имеющих одинаковую температуру:

$$\frac{E_1}{A_1} = \frac{E_2}{A_2} = \dots = \frac{E_0}{A_0} .$$

Т.к. для абсолютно черного тела $A_0 = 1$, то

$$\frac{E_1}{A_1} = \frac{E_2}{A_2} = \dots = E_0 ,$$

т.е. лучеиспускательная способность абсолютно черного тела выше лучеиспускательной способности любого реального тела.

2.3.3.2. Закон Стефана – Больцмана

Лучеиспускательная способность абсолютно черного тела в Вт/м² пропорциональна четвертой степени температуры, K .

$$E_0 = \sigma_0 T^4 ,$$

где $\sigma_0 = 5,7 \cdot 10^{-8}$ – константа излучения абсолютно чёрного тела.

Если коэффициент 10^{-8} отнести к температуре, то

$$E_0 = 5,7 \left(\frac{T}{100} \right)^4 \text{ Вт / м}^2$$

Если $5,7 = C_0$,

$$E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 .$$

Тела, излучающие при данной температуре меньше по сравнению с абсолютно черным телом количества энергии, называются *серыми*. Для них:

$$E = C \left(\frac{T}{100} \right)^4.$$

Коэффициент излучения серого тела всегда меньше коэффициента излучения абсолютно черного тела:

$$C = \varepsilon C_0,$$

где ε - степень черноты тела, $\varepsilon = C / C_0$.

Газы имеют прерывистый спектр излучения, поэтому они в отличие от твердых тел характеризуются малой поглощательной способностью.

Поскольку двухатомные газы – лучепрозрачны (почти не излучают и не поглощают лучистую энергию), то наряду с формой и толщиной газового слоя излучение смеси газов тем больше, чем выше содержание в смеси трехатомных газов (CO_2 , H_2O). Как и при излучении твердых тел, при излучении газов важной расчетной характеристикой является степень черноты.

Степень черноты газовой смеси:

$$\varepsilon_z = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} + \Delta \varepsilon_z,$$

где $\varepsilon_{\text{CO}_2}$ - степень черноты CO_2 , зависящая от произведения $p_{\text{CO}_2} \cdot S$ и температуры;

p_{CO_2} - парциальное давление CO_2 в барах;

S - эффективная толщина газового слоя, м;

$\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ - степень черноты водяных паров, определяемая тоже как функция $p_{\text{H}_2\text{O}} \cdot S$ и температуры;

β - поправочный коэффициент на парциальное давление H_2O ;

$\Delta \varepsilon_z$ - поправочный коэффициент на совместное лучеиспускание CO_2 и H_2O ; этой величиной иногда пренебрегают.

Эффективная толщина газового слоя: $S = m \frac{V}{F}$,

где m – коэффициент = 3,6 при $S > 1$ м и 3,4 при $S < 1$ м;

V – объем рабочей камеры, заполненный лучеиспускающими газами, м³;

F – поверхность ограждений этой камеры, м²

Количество тепла, передаваемого от газа к единице поверхности кладки лучеиспусканием:

$$q = 5.7 \varepsilon_z \left(\frac{T_z}{100} \right)^4 \left(1 - \frac{T_n}{T_z} \right)^{3,6} \text{ Вт / м}^2,$$

где $\left(1 - \frac{T_n}{T_z} \right)^{3,6}$ – коэффициент, учитывающий обратное излучение поверхности стенки.

Все вышеизложенное относится к т.н. *несветящемуся* пламени. Лучеиспускание газового и мазутного факелов зависит не только от излучения трехатомных газов, но и от излучения содержащихся в них сажистых частиц (продуктов разложения углеводородов, раскаленных частиц сажистого углерода) – *пламя светящееся*.

При одинаковой температуре излучение светящегося пламени всегда выше, чем несветящегося. Считается однако, что общее излучение газов и кладки при светящемся пламени меньше, чем при несветящемся.

Если лучистый поток тепла, падающий на тепловоспринимающую поверхность в печи: $q = \sigma T^4$, то при увеличении светимости коэффициент σ увеличивается, а T – снижается.

Тепловой поток Q , который падает на кладку стен и на нагреваемый материал, частично поглощается $Q_{\text{погл}}$, частично отражается Q_R . Отраженный поток Q_R суммируется с собственным излучением $Q_{\text{соб}}$ кладки, шихты и материала и процесс отражения повторяется много раз. Поэтому степень черноты кладки печи равна 0,9 или больше. Но нагреваемый материал может иметь другую степень черноты, чем кладка, и это значительно усложняет теплообмен в рабочей камере печи.

2.3.3.3. Количество тепла, передаваемого излучением через отверстия в кладке

$$Q = 5.7 \Phi \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F,$$

где Φ – коэффициент диафрагмирования, зависящий от размеров отверстия и толщины кладки печи (на рис. представлен график, где даны значения Φ в зависимости от отношения D/x , где D – ширина отверстия, а x – толщина стены).

T_1 и T_2 – соответственно температура печного пространства, откуда идет излучение, и температура среды, в которую происходит излучение, К.

F – площадь отверстия, м²?

Тепловые потоки, которыми обмениваются факел пламени, стены, свод печи и нагреваемый материал, рассчитываются по формам Тимофеева.

2.3.3.4. Количество тепла, передаваемого материалу

$$Q_{\text{л}} = C_{\text{гкм}} \left[\left(\frac{T_{\text{г}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{м}}}{100} \right)^4 \right] F_{\text{м}},$$

где $C_{\text{гкм}}$ – приведенный коэффициент излучения газов на материал с учетом роли печных стен и свода в процессе лучистого теплообмена.

$$C_{\text{гкм}} = 5,7 \varepsilon_{\text{м}} \text{ К},$$

где $\varepsilon_{\text{м}}$ – степень черноты материала;

$$K = \frac{\frac{1}{\varphi} + 1 - \varepsilon_{\text{г}}}{[\varepsilon_{\text{м}} + \varepsilon_{\text{г}} (1 - \varepsilon_{\text{м}})] \frac{1 - \varepsilon_{\text{г}}}{\varepsilon_{\text{г}}} + \frac{1}{\varphi}},$$

где $\frac{1}{\varphi} = \frac{F_{\text{кл}}}{F_{\text{м}}}$ – коэффициент, характеризующий степень развития кладки,

ки,

$F_{\text{кл}}$ и $F_{\text{м}}$ – поверхность кладки и материала, м².

2.3.3.5. Температура внутренней поверхности кладки

$$T_{кл}^4 = T_{м}^4 + \tau (T_{г}^4 - T_{м}^4) ,$$

где $\tau = \frac{\omega + 1 - \beta}{\beta \frac{1 - \varepsilon_{г}}{\varepsilon_{г}} + \omega}$, $\omega = 1 / \varphi$, $\beta = \varepsilon_{м} + \varepsilon_{г} (1 - \varepsilon_{м})$, т.е. $\tau \sim K$.

Если в уравнении теплообмена разделить обе части на разность температур, то после преобразования получим: $Q = \alpha_{л} (t_1 - t_2) F$,

где $\alpha_{л} = \frac{\varepsilon_{н} C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]}{T_1 - T_2}$ - коэффициент теплообмена лучеиспусканием;

$$\varepsilon_{н} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \text{ - приведенный коэффициент степени черноты.}$$

Суммарная теплопередача.

Движущийся горячий газ передает холодной поверхности теплоту лучеиспусканием и конвекцией.

$$Q_{общ} = \alpha_{л} (t_1 - t_2) F + \alpha_{к} (t_1 - t_2) F \text{ или } Q_{общ} = (\alpha_{л} + \alpha_{к}) (t_1 - t_2) F ,$$

$$(\alpha_{к} + \alpha_{л}) = \alpha_{общ} .$$

Удельное значение коэффициентов теплообмена зависит от условий теплообмена. Так, $\alpha_{л}$ - зависит в основном от температурного перепада горячего газа и холодного тела, а $\alpha_{к}$ - от скорости газа, обменивающегося с твердой поверхностью.

2.3.3.6. Теплопередача от одной газовой среды к другой через плоскую стенку (рис. 29)

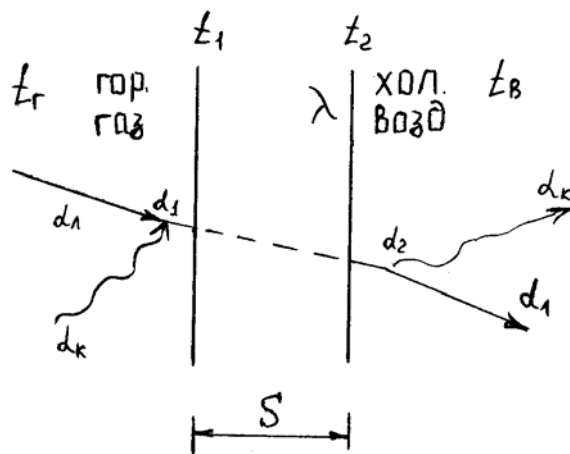


Рис. 29.

Суммарная теплопередача через плоскую стенку

Поверхностная плотность теплового потока от горячего газа к стенке:

$$q_1 = \alpha_1 (t_z - t_1) .$$

Поверхностная плотность теплового потока через стенку:

$$q_2 = \frac{\lambda}{S} (t_1 - t_2) .$$

Поверхностная плотность теплового потока от стенки к воздуху:

$$q_3 = \alpha_2 (t_2 - t_e) .$$

При стационарном тепловом потоке: $q_1 = q_2 = q_3 = q$.

Температурный напор для каждого участка:

$$t_z - t_1 = q \frac{1}{\alpha_1} ; \quad t_1 - t_2 = q \frac{S}{\lambda} ; \quad t_2 - t_e = q \frac{1}{\alpha_2} .$$

При сложении уравнений:

$$t_z - t_e = q \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{S}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right) .$$

Выражение в скобках – сумма тепловых сопротивлений по участкам.

Поверхностная плотность теплового потока в общем виде:

$$q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{S}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} (t_z - t_e) = K' (t_z - t_e) ,$$

где K' – коэффициент теплопередачи.

Температуру стенки определим после подстановки в выше приведённые уравнения:

$$t_2 = t_z - q \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{S}{\lambda} \right) \quad или \quad t_2 = t_e + q \frac{1}{\alpha_2} .$$

Если стенка многослойна, то весь расчет по аналогии с предыдущим, и тогда коэффициент теплопередачи:

$$K'' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{S_1}{\lambda_1} + \frac{S_2}{\lambda_2} + \frac{S_3}{\lambda_3} + \dots + \frac{1}{\alpha_2}} .$$

У коэффициента K'' та же размерность, что и у α – коэффициента теплообмена.

Пример 9

2.4. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ СУШИЛЬНОГО ПРОЦЕССА

Тепловой процесс, в котором происходит освобождение материала от содержащейся в нем влаги путем испарения, называется **сушкой**.

При сушке протекают следующие три основных процесса:

- испарение влаги с поверхности материала, сопровождаемое поглощением теплоты;
- перемещение пара, образующегося на поверхности материала, в окружающую среду (*внешняя диффузия*);
- перемещение влаги внутри материала от центральных слоев к поверхности испарения (*внутренняя диффузия*).

Интенсивность процесса испарения влаги с поверхности зависит от разности парциальных давлений пара на поверхности материала и окружающей среды. Чем больше эта разность, тем интенсивнее ее испарение. Количество влаги, испаряющейся с поверхности, в $\text{кг/м} \cdot \text{с}$:

$$m = \beta (p_{\text{п}} - p_{\text{газ}}) ,$$

где β - коэффициент испарения, $\text{кг} (\text{кН} \cdot \text{с})$

$p_{\text{п}}$ - парциальное давление водяных паров на поверхности испарения, кН/м^2 ;

$p_{\text{газ}}$ - парциальное давление водяных паров окружающей среды (сушильного агента - газа), кН/м^2 .

Коэффициент испарения β зависит от многих факторов, в основном от характера и скорости движения сушильного агента: β увеличивается при переходе от ламинарного движения сушильного агента к турбулентному.

Движение сушильного агента в сушке может быть *естественным* и *искусственным*.

Искусственное, вынужденное движение сушильного агента в сушилах осуществляют с помощью вентиляторов или других вытяжных устройств. Характер движения при этом, как правило, турбулентный.

Скорость сушки в сушилах с искусственным режимом значительно больше, чем скорость сушки в сушилах с естественным режимом.

Т.к. испарение сопровождается поглощением теплоты, то его интенсивность также зависит от величины теплового потока, направленного на поверхность испарения материала.

Благодаря испарению влаги с поверхности концентрация влаги на ней уменьшается. При этом создается разность концентраций влаги на поверхности и в центральных слоях материала, что обуславливает непрерывное движение влаги от центра к поверхности испарения.

Теплота к нагреваемому материалу может передаваться конвекцией, излучением и теплопроводностью, соответственно по способу передачи тепла и сушку подразделяют на:

- **конвективную** – теплота от сушильного агента передается за счет конвекции (с помощью горячего воздуха, продуктов горения топлива и т.д.) к поверхности нагреваемого материала;

- **радиационную** – теплота к поверхности материала передается за счет излучения от нагретых поверхностей;

- **контактную** – теплота передается за счет соприкосновения поверхности материала с нагретой поверхностью.

Есть комбинированный радиационно-конвективный вид сушки.

Применяют электрические способы сушки: с помощью токов высокой частоты (ТВЧ) и контактную электросушку. Сущность сушки диэлектриков с помощью ТВЧ заключается в том, что колебания ТВЧ вызывают нагрев материала. При контактной электросушке по изделию пропускают электроток и благодаря сопротивлению, оказываемому изделием при прохождении тока, в изделии выделяется тепло. В электрических способах сушки тепло передается материалу от внутренних источников тепла.

Влага внутри материала перемещается только при наличии разности влажностей или температур.

Влагопроводностью называется процесс перемещения влаги за счет разности влажностей (концентраций) внутри материала. За счет влагопроводности влага по порам материала перемещается от мест с большей влажностью к местам с меньшей влажностью или к границе испарения (*от мокрого к сухому*). На границе испарения влажность уменьшается, пары переходят к сушильному агенту или в окружающую среду.

Термовлагопроводностью называется процесс перемещения влаги за счет разности температур внутри материала. При нагреве материала в нем возникает разность температур, в результате чего появляется разность давлений пара в его капиллярах. В этом случае перемещение влаги направлено от мест более нагретых, к местам менее нагретым.

Когда материал нагревается, с поверхности, влага за счет влагопроводности перемещается к его поверхности, при этом термовлагопроводность препятствует перемещению влаги.

Наоборот, при электросушке температура центра всегда выше температуры поверхности, на которой тепло расходуется на испарение в окружающую среду; при этом термовлагопроводность способствует перемещению влаги к поверхности и увеличивает скорость сушки.

В общем случае интенсивность сушки в $\text{кг/м}^2 \cdot \text{с}$:

$$m = -k \rho_0 \left(\frac{\Delta u}{\Delta n} \pm \delta \frac{\Delta t}{\Delta n} \right),$$

где k – коэффициент влагопроводности, $\text{м}^2/\text{с}$;

ρ_0 – плотность абсолютно сухого материала, кг/м ;

$\Delta u / \Delta n$ – градиент влажности;

δ – коэффициент термовлагопроводности, $\text{кг влаги} / \text{кг сух.матер. } ^\circ\text{C}$;

$\Delta t / \Delta n$ – градиент температур.

Из формулы видно, что термовлагопроводность может и способствовать, и тормозить процесс сушки. Коэффициенты k и δ зависят от свойств материала, его температуры, влажности и изменяются в процессе сушки. Влияние термовлагопроводности на процесс сушки незначительно. Однако, иногда термовлагопроводность играет определенную роль в процессе сушки.

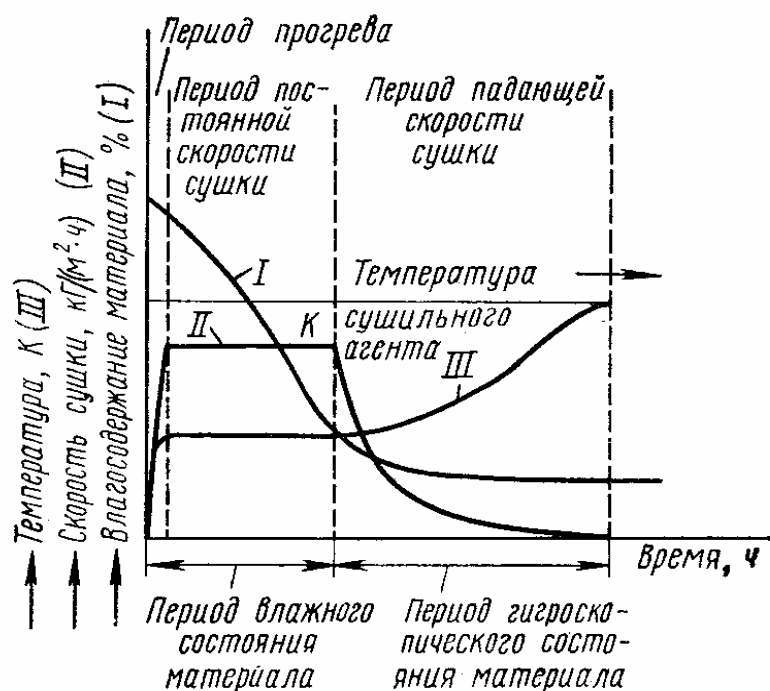


Рис. 30.
График процесса сушки.

На графике процесса сушки (рис. 30) в 1 периоде сушки температура повышается и растет соответственно интенсивности испарения

Во 2 периоде интенсивность испарения постоянна, также постоянна и температура поверхности, вследствие чего $r_n = \text{const}$. Влагопроводность тоже в этот период постоянна и является определяющей для интенсивности испарения.

В 3 периоде по мере прогрева поверхностных слоев материала граница испарения перемещается внутрь. Интенсивность испарения и влажность материала снижаются. Температура поверхности возрастает.

Она определяется, с одной стороны, влагопроводностью и термовлагопроводностью, а с другой, интенсивностью подвода тепла к границе испарения с момента, когда эта границы начинает перемещаться внутрь. Влагопроводность остается практически постоянной, поскольку с понижением влажности материала влагопроводность уменьшается, а с повышением температуры она увеличивается.

В то же время термовлагопроводность возрастает и все больше препятствует перемещению влаги к границе испарения. В этом случае градиенты влажности и температуры имеют разные знаки.

Одновременно уменьшается подвод тепла из-за увеличения толщины просушенного слоя. В результате интенсивность испарения и скорость сушки снижаются.

2.4.1. Тепловой расчет сушки

В производстве строительных материалов чаще всего применяется конвективная сушка. В качестве сушильного агента используют нагретый воздух, дымовые газы или смесь воздуха с дымовыми газами.

Тепловой расчет процесса сушки при заданном температурном режиме сводится к определению расхода сушильного агента и расхода теплоты на сушку данного материала.

2.4.1.1. Сушка воздухом

В процессе сушки воздух омывает влажный материал, передает ему теплоту и насыщается влагой. Таким образом, температура воздуха понижается, а влажность увеличивается. При этом влажность материала уменьшается, а его сухая масса остается постоянной. Воздух, применяемый для сушки, состоит из смеси сухого воздуха и паров воды. По содержанию паров воды в воздухе определяют его влажность.

Различают абсолютную и относительную влажность и влагосодержание воздуха.

Абсолютная влажность воздуха в кг/м^3 характеризуется массой водяного пара, содержащегося в 1 м^3 влажного воздуха. Абсолютная влажность насыщенного воздуха зависит от температуры. Та температура, при которой наступает полное насыщение воздуха парами воды, называется *температурой точки росы*.

Относительная влажность воздуха выражается отношением массы водяного пара $\rho_{\text{пар}}$, содержащегося в 1 м^3 влажного воздуха, к массе водяного пара $\rho_{\text{нас}}$, соответствующей полному насыщению влажного воздуха при одной и той же температуре. Относительная влажность воздуха характеризует степень насыщения его парами воды:

$$\varphi = \frac{\rho_{\text{пар}}}{\rho_{\text{нас}}} 100\% \quad \text{или} \quad \frac{p_{\text{пар}}}{p_{\text{нас}}} 100\% .$$

Относительная влажность φ может быть определена как отношение действительного парциального давления водяных паров во влажном воздухе $p_{\text{пар}}$ в кН/м^2 к парциальному давлению водяных паров в воздухе, насыщенном парами $p_{\text{нас}}$ в кН/м^2 при одной и той же температуре.

Влагосодержание влажного воздуха характеризуется массой водяного пара, содержащегося в 1 м^3 влажного воздуха (смеси сухого воздуха и пара), отнесенного к массе 1 м^3 сухого воздуха:

$$d = G_{\text{пар}} / G_{\text{с.в.}} \quad (\text{кг} / \text{кг сух.возд.})$$

где $G_{\text{пар}}$ – количество водяного пара в воздухе, кг;

$G_{\text{с.в.}}$ – масса сухого воздуха, кг.

Влагосодержание влажного воздуха зависит от парциального давления водяного пара, содержащегося в нем, и не зависит от температуры:

$$d = 0.622 \frac{p_{\text{пар}}}{B - p_{\text{пар}}} ,$$

где B – барометрическое давление в кН/м^2 (в расчетах $B = 9,81 \text{ кН/м}^2$ – постоянная величина для средней полосы России).

Из формулы относительной влажности:
$$p_{\text{пар}} = \frac{\varphi \cdot p_{\text{нас}}}{100} ,$$

Тогда
$$d = 0.622 \frac{\varphi \cdot p_{\text{нас}}}{98,1 - \varphi \cdot p_{\text{нас}}} \quad \text{кг / кг с.в.}$$

Зная количество влаги, которое необходимо удалить из материала за 1 с (W , кг / с), а также начальное и конечное влагосодержание воздуха d_n и d_k можно определить количество воздуха G_v , необходимое для сушки:

$$G_v = \frac{W}{d_k - d_n} \quad \text{кг с.в. / с}$$

Количество влаги, которое необходимо удалить из материала в процессе сушки, зависит от начальной и конечной влажности материала:

$$W = \frac{G_m (u_n - u_k)}{100 - u_n} \quad \text{кг / с}, \quad W = \frac{G_{\text{вл}} (u_n - u_k)}{100 - u_k} \quad \text{кг / с},$$

где $G_{\text{вл}}$ и G_m - часовая производительность сушила по влажному и сухому материалу;

u_n и u_k - относительная влажность материала до и после сушки.

Относительная влажность материала – отношение массы влаги W , содержащейся в материале, к массе сырого материала

$$u = \frac{W}{G_{\text{вл}}} 100\% .$$

Соответственно отношение W к массе сухого материала G_m - *абсолютная влажность* :

$$u_a = \frac{W}{G_m} 100\% .$$

Одну влажность материала пересчитывают в другую по формулам:

$$u = \frac{u_a \cdot 100}{100 + u_a} \% \quad \text{или} \quad u_a = \frac{u \cdot 100}{100 - u} \% .$$

Одним из основных параметров в расчетах сушки является *теплосодержание влажного воздуха*, отнесенное к 1кг абсолютно сухого воздуха (в кДж/кг с. в.):

$$I_{\text{вл}} = 1,005 t + d (2493 + 1.97 t) .$$

где 1,005 и 1,97 – удельное теплосодержание соответственно сухого воздуха и водяного пара, содержащегося во влажном воздухе;

2493 - удельная теплота парообразования воды;

т.е. теплосодержание влажного воздуха зависит от его температуры (t) и влагосодержания (d).

Вышеприведённую формулу называют иногда формулой Л.К.Рамзина.

2.4.1.2. Расчет процесса сушки воздухом по $i - d$ – диаграмме (рис.31).

При расчете задаются обычно двумя параметрами воздуха: температурой t_v и относительной влажностью φ . По этим параметрам на диаграмме находят исходную точку А. В этой точке влагосодержание d_1 и теплосодержание I_v .

Воздух, вводимый в сушило, подогревают тем или иным способом до более высокой температуры, чем исходная; в рассматриваемом случае, например, до температуры t_n . Этот процесс идет по линии АВ. Воздух, подогретый до t_n в т. В имеет параметры, равные d_n , φ_n , t_n . Причем $d_n = d_1$, т.е. влагосодержание воздуха при нагреве не изменяется.

Различают процессы сушки:

- **теоретический** (идеальный) – в нем теплота воздуха расходуется только на испарение влаги материала;

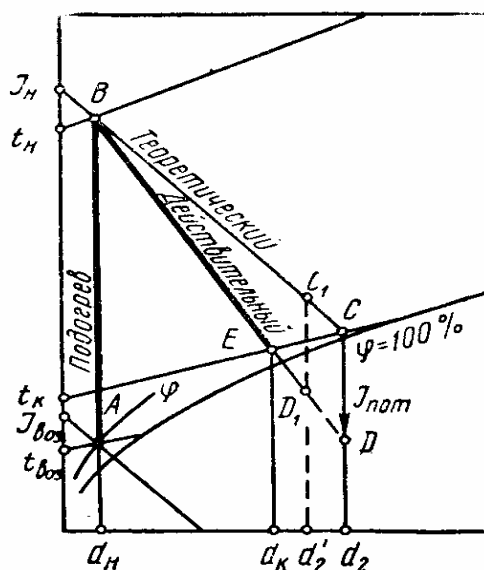


Рис. 31.
Построение на I – d – диаграмме
процесса сушки воздухом

- **действительный** – в нем теплота воздуха, подаваемого в сушило, расходуется на испарение влаги материала, нагрев материала, тары, транспортных механизмов и восполнение потерь тепла в окружающую среду.

В случае воображаемого теоретического процесса температура воздуха, подаваемого в сушило, снижается, влажность увеличивается, однако теплосодержание воздуха остается постоянным. Это объясняется тем, что теплота, затраченная на испарение влаги материала, возвращается воздуху с водяными парами, обладающими скрытой теплотой парообразования; поэтому теоретический процесс сушки по i – d – диаграмме идет по прямой, направленной по линии i = const. Конечными параметрами теоретического процесса сушки в т. С будут t_к и d₂.

Расход воздуха при теоретическом процессе:

$$G_{теор} = \frac{W}{d_2 - d_H} \text{ кг с.в. / с.}$$

В действительном процессе сушки часть теплоты, вносимой воздухом, необратимо теряется, вследствие чего процесс протекает с уменьшением теплосодержания воздуха.

Для того, чтобы найти величину изменения теплосодержания воздуха, необходимо вычислить количество теплоты q_{пот}, затрачиваемой на нагрев материала, тары и т.д. После определения q_{пот} находят потерю теплосодержания воздуха в Дж/кг с.в.

$$i_{пот} = q_{пот} / G_{теор}.$$

Величину i_{пот} откладывают вниз от т. С (по вертикали) и таким образом получают т.Д. Действительный процесс сушки происходит по линии ВД и заканчивается в

т. Е, которая соответствует t_k или ϕ_k (проходящей и через т. С). Отрезок ВЕ отражает действительный процесс сушки, а т. Е соответствует конечным параметрам воздуха. Расход воздуха на действительный процесс сушки:

$$G_{\text{в}} = \frac{W}{d_k - d_n} \text{ кг с.в. / с }.$$

Для перевода количества воздуха из массовых в объемные единицы можно воспользоваться формулой:

$$V_{\text{в}} = V G_{\text{в}} \text{ м}^3/\text{с},$$

где V - объем влажного воздуха, приходящийся на 1 кг сухого воздуха (табличная величина – удельный объем 1кг сухого воздуха).

Потери теплоты в сушилах ($q_{\text{пот}}$) определяют по формулам тепловых балансов. Для сушила нагревательного действия:

$$q_{\text{пот}} = q_{\text{м}} + q_{\text{тр}} + q_{\text{окр}} + q_{\text{ух}} + q_{\text{выб}} \text{ (Вт)},$$

где $q_{\text{м}}$ - расход тепла на нагрев материала;

$q_{\text{тр}}$ - расход теплоты на нагрев транспортных устройств;

$q_{\text{окр}}$ - потери теплоты через стенки сушила в окружающую среду;

$q_{\text{ух}}$ - потери теплоты с уходящими газами;

$q_{\text{выб}}$ - потери теплоты за счет выбивания теплоносителя и подсоса холодного воздуха.

$$\bullet \quad q_{\text{м}} = P_{\text{с}} c_{\text{м}} (t_k - t_n) \text{ кДж / ч },$$

где $P_{\text{с}}$ - производительность сушила по высушенному материалу, кг/г;

$c_{\text{м}}$ - теплоемкость высушенного материала при конечной влажности w_k , кДж/кг град :

$$c_{\text{м}} = c_{\text{с}} \frac{100 - w_k}{100} + \frac{4,2 w_k}{100},$$

где $c_{\text{с}}$ - теплоемкость абсолютно сухого материала, кДж/кг· град. (табличные данные)

t_k и t_n - конечная температура материала при выходе из сушила и начальная температура материала, поступающего в сушило, град.

$$\bullet \quad q_{\text{тр}} = G_{\text{тр}} c_{\text{ср.м.}} (t_k - t_n), \text{ кДж / ч },$$

где $G_{\text{тр}}$ - масса транспортирующего устройства, выходящего из сушила, кг/ч ;

$c_{\text{ср.м.}}$ - ср. теплоемкость материала транспортного устройства (если устройство из различных материалов, то расчет ведется по каждому материалу в отдельности, а затем все суммируют);

t_k и t_n - конечная и начальная температура материала транспортного устройства, град.

$$\bullet \quad q_{\text{окр}} = 3.6 K (t_{\text{вн}} - t_{\text{окр}}) F \text{ кДж / ч },$$

$$\text{где } K = \frac{1}{\sum \frac{S}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{с}}}} \approx 1,0 - 2,3 \text{ Вт / м}^2 \text{ град },$$

$t_{\text{вн}}$ и $t_{\text{окр}}$ - ср. температуры внутренней поверхности сушильной камеры и окружающего воздуха;

F - поверхность теплоотдающих стенок сушила, м^2 (для туннельных сушил – поверхность стенок и свода).

- $q_{yx} = G_{yx} c_{yx} t_{yx}$ или $G_{yx} i_{yx}$ $\text{кДж} / \text{ч}$,

где G_{yx} , c_{yx} , t_{yx} , i_{yx} - масса, $\text{кг} / \text{ч}$; теплоемкость, $\text{кДж} / \text{кг} \cdot \text{град.}$; температура и теплосодержание уходящих дымовых газов, $\text{кДж} / \text{ч}$.

- $q_{\text{выб}}$ составляют 5-10% от общего расхода тепла на сушку.

Для сушилок периодического действия учитывают расход теплоты на аккумуляцию ограждениями сушила:

- $q_{\text{ак}} = m_{\text{огр}} c_{\text{огр}} (T_{\text{к. ср.}} - T_{\text{н. ср.}}) / W_{\text{ч}} \cdot \tau$,

где $m_{\text{огр}}$ - масса стен, перекрытия, пода, кг ;

$c_{\text{огр}}$ - удельная теплоемкость материала ограждения, $\text{кДж} / \text{кг} \cdot \text{К}$;

$T_{\text{к. ср.}}$ и $T_{\text{н. ср.}}$ - температуры ограждения в конце и начале периода сушки, К ;

τ - время сушки, ч ;

$W_{\text{ч}}$ - количество испаряемой за час влаги, кг .

Пример 10

2.4.1.3. Расчет сушки дымовыми газами по $i - d$ – диаграмме (рис. 32)

В этом случае процесс подогрева воздуха заменяют процессом смешения нагретых дымовых газов и воздуха для получения требуемой начальной температуры смеси $t_{\text{н}} \text{ } ^\circ\text{C}$.

Если известны параметры смеси дымовых газов с воздухом $i_{\text{н}}$ или $d_{\text{н}}$ при выбранной $t_{\text{н}}$, то процесс сушки начинается с теоретического процесса, идущего от т. В.

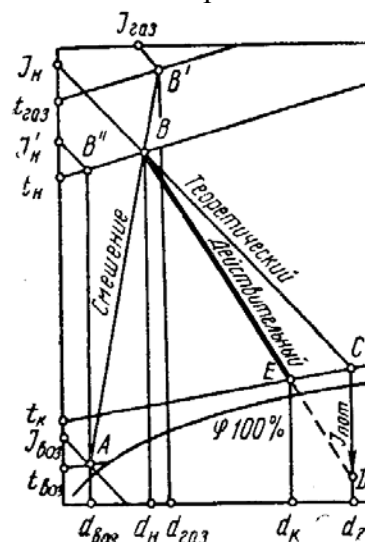


Рис. 32.

Построение на $i - d$ – диаграмме процесса сушки дымовыми газами.

Если известна только начальная температура смеси t_n , то задаются параметрами дымовых газов (t_g , d_g или i_g) и воздуха (t_b , d_b или i_b), подлежащих смешению. После чего по параметрам дымовых газов и воздуха соответственно находят точки В и А. Линия АВ соответствует смешению дымовых газов и воздуха. Температура смеси дымовых газов и воздуха на входе в сушило t_n зависит от технологии сушки.

После нахождения т. В дальнейший процесс сушки протекает аналогично процессу сушки воздухом. Количество газов, поступающих в сушило (в кг см. г/с):

$$G_{см} = \frac{W}{d_k - d_n}.$$

Точка В соответствует теплосодержанию смеси с учетом теплосодержания паров воды в продуктах горения. Расход топлива при этом определяют по высшей теплотворной способности, Q_b . При расчете расхода топлива по низшей теплотворной способности вместо теплосодержания i_n , соответствующего т. В, принимают содержание i'_n , соответствующее т. В"; i_n , соответствует теплосодержанию смеси без учета теплосодержания водяных паров в смеси. Тогда расход теплоты на сушку:

$$Q = G_{см} (i'_n - i_b) - 4.187 q_{вл} t_m.$$

Расход топлива в кг/с или m^3/c при теплоте сгорания Q_n будет

$$B = Q / Q_n.$$

Дымовые газы имеют в своем составе большее количество водяных паров по сравнению с воздухом, в особенности при сжигании природного газа. Влагосодержание, теплосодержание и др. параметры дымовых газов зависят от вида сжигаемого топлива, коэффициента избытка воздуха при горении и от степени разбавления продуктов горения атмосферным воздухом, которое применяется в целях снижения их температуры.

Определение необходимых параметров дымовых газов не представляет трудностей, если выполнен расчет горения топлива и известен состав продуктов горения.

Влагосодержание дымовых газов определяется как отношение массы водяных паров (г) к массе сухих продуктов горения (кг) т.е.

$$d_n = \frac{804 V_{H_2O}}{1.977 V_{CO_2} + 1.251 V_{N_2} + 1.429 V_{O_2}} = \frac{804 V_{H_2O}}{V'_a} \text{ г / кг с.в.}$$

где V_i - количество отдельных составляющих продуктов горения, nm^3/nm^3 газа, nm^3/kg твердого или жидкого топлива, или % по объему.

Величины V_{N_2} и V_{O_2} находятся по общему коэффициенту расхода воздуха в продуктах горения с учетом разбавления дымовых газов атмосферным воздухом и подсоса окружающего воздуха через неплотности при их движении в рабочем пространстве печи, если для сушки используются печные газы.

Объем водяных паров V_{H_2O} подсчитывается с учетом влагосодержания атмосферного воздуха.

Теплосодержание влажных дымовых газов определяется по формуле:

$$i_{дым} = \frac{Q_n^p \cdot \eta + c_m \cdot t_m + \frac{i_{603}}{v_{603}} L_a}{V_a} \text{ кДж / кг сух.газа (кДж / } nm^3 \text{) ,}$$

или кДж / кг топлива (твёрдого или жидкого).

Если в этой формуле в знаменателе будет использовано значение V'_α , то $i_{\text{дым}}$ - теплосодержание в кДж / кг сух.газа.

где Q_n^p - низшая теплотворность топлива, кДж/нм³;

η - КПД топки, учитывающий теплопотери в окружающую среду самой топкой;

$c_t t_t$ - физическое теплосодержание топлива, кДж/кг (кДж/нм³);

$i_{\text{воз}}$ - теплосодержание атмосферного воздуха, которое находится или по формуле Л.К.Рамзина, или по I - d - диаграмме при известных t_v и ϕ , кДж/кг с. в;

$v_{\text{воз}}$ - удельный объем влажного воздуха, м³/кг с.в. (табличные данные);

L_α - действительное количество влажного воздуха, нм³/кг или нм³/нм³ газ.

V_α - объем влажных продуктов горения при коэффициенте расхода воздуха α , нм³/нм³ или нм³/кг топлива.

Теплосодержание продуктов горения при большом разбавлении воздухом мало отличается от теплосодержания влажного воздуха при одинаковой температуре и влажосодержании.

Пример 11

2.4.1.4. Режимы сушки

Для каждого материала или изделия необходимо создавать индивидуальный режим сушки, характеризуемый оптимальными для данного материала параметрами теплоносителя - температурой, влажностью, скоростью движения. При этом они должны быть управляемыми. Управление сушкой заключается в регулировании скорости влагоотдачи изменением параметров сушильного агента по отдельным периодам сушки. В наибольшей степени эти проблемы решаются автоматизацией процесса, благодаря чему можно оптимизировать режим сушки.

Оптимальный режим сушки – это совокупность внешних условий, характеризуемых лучшими значениями основных параметров сушильного агента – его температуры, относительной влажности, скорости движения в отдельные периоды сушки, обеспечивающих сушку в наиболее короткий срок при получении хорошего качества продукта.

По продолжительности цикла сушки и параметрам теплоносителя различают:

- **мягкий** режим характеризуется большой длительностью при сравнительно невысокой температуре и скорости движения сушильного агента с повышенной относительной влажностью. Типичным примером мягкого режима служит естественная сушка кирпича в сушильных сараях. При мягком режиме сушат большинство керамических изделий, изготовленных из пластичных глин (масс);

- **резкий** режим отличается короткими сроками, повышенными температурой и скоростью движения теплоносителя и малой его влажностью. При резком режиме сушат большинство кусковых, порошкообразных материалов, суспензий, изделия полусухого и сухого прессования и т.д.

2.4.2. Виды сушильных установок

Сушильные установки объединяют в разные группы по ряду характерных признаков:

- 1) по цикличности работы – периодического и непрерывного действия;
- 2) по способу теплообмена : конвективные - с передачей теплоты конвекцией от потока движущихся газов; радиационные - с теплообменом излучением от нагретых

поверхностей, расположенных в рабочем пространстве установки; радиационно-контактные; с применением ТВЧ;

3) по принципу циркуляции сушильного агента – с естественной и искусственной циркуляцией;

4) по кратности циркуляции теплоносителя в рабочем пространстве – с однократной и многократной циркуляцией;

5) в зависимости от взаимного направления движения высушиваемого материала и сушильного агента – прямоточные, противоточные, комбинированные;

6) по направлению движения газовых потоков в рабочем пространстве сушилки – с вертикальным, горизонтальным, зигзагообразным;

7) по виду теплоносителя – с обогревом горячим воздухом, дымовыми газами, паром, электротокком;

8) по виду высушиваемого материала – для кусковых, порошкообразных материалов, суспензий, штучных изделий;

9) по конструкции – барабанные, камерные, туннельные, башенные и др.;

10) по виду транспорта высушиваемого материала – конвейерные, вагонеточные, пневматические, распылительные и др.

Конвейерные - люлечные, сеточные, пластинчатые и др.

Материалы и изделия, в производстве которых применяют сушила:

- в производстве строительного стекла: сырьевые материалы (песок, известняк, доломит, глина), стекловолокнистый ковер в полимеризационном конвейере, лаковые защитные покрытия зеркал, стекло «мороз».

- в производстве керамики: сырьевые материалы (пластичные, отошители, плавни); полуфабрикаты (шликеры, суспензии), свежееотформованные изделия.

2.5. ТЕПЛОВЛАЖНОСТНАЯ ОБРАБОТКА ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ И СИЛИКАТОБЕТОННЫХ ИЗДЕЛИЙ

Тепловлажностная обработка (ТВО) железобетонных изделий и изделий сборного железобетона является одним из наиболее длительных и ответственных процессов в технологии их производства.

Сущность ее состоит в том, что при повышении температуры среды скорость реакций гидратации значительно увеличивается, т.е. процесс твердения ускоряется и изделия в более короткий срок, чем при обычной температуре, приобретают механическую прочность, допускающую их транспортировку и монтаж.

Изделия из бетонов разнообразны по своим геометрическим размерам и форме, составу бетонной смеси, свойствам готового бетона, способам формования и отделки поверхностей. Этим и объясняется применение весьма разнообразных установок для тепловлажностной обработки.

Существует ряд систем классификаций установок для ТВО:

1) по принципу действия – периодически и непрерывно действующие. Первые – ямные и туннельные камеры, автоклавы, кассеты, камеры с обогревом в поле индукционного тока и т.п. Вторые – туннельные, щелевые, вертикальные камеры, пакетировщики, камеры прокатных станов и др.;

2) по давлению рабочей среды – установки, работающие при атмосферном давлении и выше атмосферного;

3) по способу обогрева – паром, газом или электроэнергией;

4) по технологии изготовления изделий - стандовой, поточно-агрегатной, конвейерной и т.п.

Режим ТВО – совокупность условий окружающей среды (температуры, влажности и давления), воздействующей на изделия в течение определенного времени и обуславливающих оптимальную для данного изделия скорость процесса твердения.

Цикл ТВО делят на 3 периода: подогрев до максимальной температуры, выдержка при максимальной температуре или изотермическая выдержка и охлаждение до температуры окружающей среды.

В качестве теплоносителя широко применяются пар и паро-воздушная смесь, реже - подогретый и увлажненный воздух. Нагрев изделий происходит при непосредственном соприкосновении теплоносителя с открытыми поверхностями изделий или через стенки формы. Нагрев с помощью электроэнергии также осуществляют при непосредственном прохождении электрического тока через изделия или косвенным образом - при помощи разного рода излучателей.

2.5.1. Установки периодического действия

- ямные пропарочные камеры;
- туннельные камеры;
- кассетные установки;
- автоклавы (с давлением 0,8; 1, 0 и 1,2 МПа и соответственно температурами 174,5; 183; 190,7 °С).

В автоклаве:

1-я стадия – при давлении 0,1 МПа и температуре не выше 99°С, при интенсивной конденсации пара ввиду его охлаждения при соприкосновении с холодными поверхностями изделий, что способствует быстрому нагреву последних.

2-я стадия – интенсификация теплообмена за счет повышения давления и температуры в автоклаве. Конденсация насыщенного пара продолжается. Теплообмену способствует также увеличение температурного градиента между поверхностными и внутренними слоями изделия и теплопроводности в виду происходящих в бетоне физико-химических и структурных превращений.

3-я стадия – при достижении максимального давления (и температуры) наступает период изотермической выдержки. Продолжается внутренний теплообмен, направленный в глубь изделий.

4-я стадия – протекает при снижении давления до атмосферного и соответственно температуры, что сопровождается быстрым испарением накопившейся в бетоне влаги и охлаждением бетона.

Большой перепад давления по сечению крупноразмерных изделий из тяжелого силикатного бетона может привести к образованию трещин. В ячеистых бетонах из-за быстрого выравнивания давления большого перепада не наблюдается.

5-я стадия – в целях сокращения срока выдержки изделий при атмосферном давлении в автоклаве рекомендуется для уменьшения температурного перепада в массе бетона производить вакуумирование автоклава. Оно способствует также быстрому испарению влаги из пор изделий.

После открывания крышки автоклава, остывание поверхности изделий до температуры цеха происходит медленно еще и из-за продолжающегося испарения влаги с поверхности изделий и наличия в центре их более высокой температуры.

Перепуск пара – утилизация тепла отработанного пара – повышение КПД автоклава.

2.5.2. Установки непрерывного действия:

- туннельные и щелевые камеры;
- вертикальные камеры;
- обработка в пакетах термоформ;
- термокамеры прокатного стана.

2.5.3. Новые способы ТВО:

- подогрев бетонной смеси;
- электропрогрев бетона (электропрогрев в кассетах, индукционными токами, ИК-излучением).

2.5.4. Основы расчета установок ТВО

Расчет состоит из двух частей: технологической и теплотехнической.

Технологическая часть расчета заключается в определении часовой производительности установки, уточнении типоразмера при использовании типовой конструкции или назначении габаритов вновь проектируемых установок и определением числа установок для заданной производительности завода.

Предварительно в соответствии с нормами технологического проектирования рассчитывают годовое количество рабочих часов. Затем по размеру и укладке изделий определяют основные габариты установки и ее вместимость, а после выбора режима ТВО – необходимое число установок для обеспечения заданной производительности:

$$n = G_{\text{ч}} \cdot z / \ell ,$$

где $G_{\text{ч}}$ – требуемая часовая производительность установки на м^3 бетона, в шт. или по массе;

ℓ – вместимость установки в соответствующих единицах;

z – полное время ТВО, час, а для установок периодического действия полное время оборота (цикла).

Теплотехническая часть расчета заключается в составлении баланса теплоты для одной или группы объединенных в блок установок. Отдельные статьи баланса должны строго соответствовать какой-либо одной условно принятой величине. Например, для установок периодического действия более показательно составлять баланс на весь цикл ТВО, т.е. на всю емкость установки, в установках непрерывного действия – на час их работы. Из баланса теплоты определяют расход теплоносителя, а для установок с электрообогревом – расход электроэнергии.

2.5.4.1. Приход теплоты

а) с паром :

$$Q_1 = D \cdot i_{\text{п}} ,$$

где D – расход пара за период, кг;

$i_{\text{п}}$ – удельная энтальпия пара при давлении в подающем паропроводе, кДж/кг.

б) от экзотермии цемента:

$$Q_2 = q_{\text{экз. ц.}} m_{\text{ц}} V_{\text{б}} ,$$

где $m_{\text{ц}}$ - расход цемента на 1 м³ бетона, кг,

$V_{\text{б}}$ - объем бетона в установке, м³ ;

$q_{\text{экз. ц.}}$ - количество теплоты, выделенной 1 кг цемента, кДж/кг;

его определяют по формуле:

$$q_{\text{экз. ц.}} = 0,0023 q_{\text{экз. ц. 28}} (B / Ц)^{0,44} \theta ,$$

где $q_{\text{экз. ц. 28}}$ - тепловыделение 1 кг цемента после 28 сут. твердения в зависимости от его марки, кДж/кг;

$(B / Ц)$ – водоцементное отношение;

$\theta = t_{\text{б. ср.}} \cdot z$ - число градусо-часов при средней температуре бетона $t_{\text{б. ср.}}$ и продолжительности термообработки z часов, град · ч .

2.5.4.2. Расход теплоты

а) На нагрев сухой части бетона до конечной температуры. Принимая, что к концу периода подогрева во всей массе изделия установится однородное температурное поле, расход теплоты на его нагрев можно определить по формуле

$$Q'_1 = m_{\text{б}} c_{\text{б}} (t_{\text{к}} - t_{\text{н}}) ,$$

где $m_{\text{б}}$ - масса сухой части бетона в камере, кг;

$c_{\text{б}}$ - удельная теплоемкость сухого бетона, кДж / (кг · К);

$t_{\text{к}}$ и $t_{\text{н}}$ - конечная и начальная температуры бетона, К.

б) На нагрев арматуры, форм и транспортных средств:

$$Q'_2 = (m_{\text{арм}} + m_{\text{ф}} + m_{\text{тр}}) \cdot c_{\text{ст}} (t_{\text{к}} - t_{\text{н}}) ,$$

где $m_{\text{арм}}$ - масса арматуры во всех изделиях, кг;

$m_{\text{ф}}$ - масса форм, кг;

$m_{\text{тр}}$ - вагонеток, кг;

$c_{\text{ст}}$ - уд. теплоемкость стали, кДж/(кг · К),

$t_{\text{к}}$ и $t_{\text{н}}$ - конечная и начальная температуры нагрева, арматуры, форм и вагонеток, К.

в) На нагрев оставшейся к концу периода изотермической выдержки влаги в бетоне:

$$Q'_3 = m_{\text{б}} w_2 c_{\text{вл}} (t_{\text{к}} - t_{\text{н}}) / 100 ,$$

где w_2 - влажность бетона к концу периода изотермической выдержки, %;

$c_{\text{вл}}$ - удельная теплоемкость влаги, кДж/(кг · С);

$t_{\text{к}} - t_{\text{н}}$ - температуры влаги в конце и начале подогрева.

г) На испарение части влаги (если оно происходит):

$$Q'_4 = m_{\text{б}} 2487 (w_1 - w_2) / 100 ,$$

где w_1 и w_2 - начальная и конечная абсолютные влажности бетона, %.

д) На нагрев конструкции установки:

$$Q'_5 = m_{\text{огр}} c_{\text{огр}} (t_{\kappa}^{cp} - t_{\text{н}}^{cp}) ,$$

где $m_{\text{огр}}$ - масса ограждения камеры, кг;

$c_{\text{огр}}$ - удельная теплоемкость материала ограждения, кДж/(кг К);

t_{κ}^{cp} и $t_{\text{н}}^{cp}$ - средние температуры ограждения в конце и в начале нагрева, К.

Более точно расход теплоты на нагрев ограждений ямной камеры, работающей при неустановившемся тепловом режиме может быть определена с учетом теплопоглощения стенок камеры в кДж/м :

Таблица 2

Длительность - нагрева	<i>Материал стен</i>			
	Железобетон $\gamma = 2400 \text{ кг/м}^3$	Бетон $\gamma = 2200 \text{ кг/м}^3$	Шлакобетон $\gamma = 1500 \text{ кг/м}^3$	Кирпич $\gamma = 1800 \text{ кг/м}^3$
1	11936	10324	6103	7628
2	16803	14630	8610	10784
3	20649	17890	10575	13208
4	23820	29649	12205	15257
5	26543	23073	13626	17012

е) Вследствие потерь теплоты в окружающую среду наружной поверхностью ограждения:

$$Q'_6 = \alpha (t_{\text{ст}} - t_{\text{в}}) A \cdot z \cdot 3,6 ,$$

где α - суммарный коэффициент теплопередачи, Вт/м ,

$t_{\text{ст}}$ и $t_{\text{в}}$ - температуры наружной поверхности стенки аппарата и окружающего воздуха, К;

A – площадь поверхности ограждения, м,

z - время ТВО, ч.

ж) С конденсатом:

$$Q'_7 = m_{\kappa} c_{\kappa} t_{\kappa} \quad \text{или} \quad Q'_7 = [D - (k D + V_{\text{св}} \rho_{\text{п}})] c_{\kappa} t_{\kappa} ,$$

где m_{κ} - масса конденсата, кг;

c_{κ} и t_{κ} - удельная теплоемкость и температура конденсата соответственно, кДж/(кг К) и К.

В конденсат превращается весь поступивший в камеру пар (D кг) за вычетом доли пара k , ушедшего через не плотности, т.е. $D \cdot k$ в кг, и пара, оставшегося в свободном объеме камеры

($V_{\text{св}} \rho_{\text{п}}$ в кг), т.е.

$$m_{\kappa} = D - (k \cdot D + V_{\text{св}} \cdot \rho_{\text{п}})$$

где $V_{\text{св}}$ - объем камеры, не занятый изделиями, формами и транспортными средствами, м³ ;

$\rho_{\text{п}}$ - плотность пара в конце ТВО, кг/м³.

з) с паром, ушедшим через не плотности

$$Q'_8 = D \cdot k \cdot i_n^{cp} ;$$

где k – доля потери пара, кг (принимается от 0,1 до 0,2 в зависимости от степени герметичности установки;

i_n^{cp} - средняя удельная энтальпия пара за период ТВО, кДж/кг.

и) С паром, заполняющим свободный объем установки:

$$Q'_9 = V_{св} \rho_{п} i'_x ,$$

где i'_x - удельная энтальпия отработавшего пара, принятая по его давлению и влажности, кДж/кг.

Уравнение баланса теплоты:

$$\Sigma Q_{прих} = \Sigma Q_{расх}$$

Расход пара за период можно определить решив уравнение баланса теплоты относительно D , затем составляют сводную таблицу расхода теплоты по отдельным статьям баланса в кДж и в % от общего расхода теплоты. Для сравнения полученного расхода пара с технологическими нормами рассчитывают его расход на 1 м^3 бетона:

$$d = D / V_6 ,$$

где V_6 - объем бетона в установке, м^3 .

2.5.5. Особенности расчета установок непрерывного действия

Установки непрерывного действия, обслуживающие обычно конвейерные линии, включены в общий технологический поток. Поэтому в начале расчета надо определить количество конвейерных линий $n_{к.л.}$ для заданной производительности завода:

$$n_{к.л.} = G_{ч} \cdot \tau_p / (60 \cdot V_6) ,$$

где $G_{ч}$ - часовая производительность завода по плотному бетону, м/час;

τ_p - ритм конвейера, мин.;

V_6 - объем бетона в одной форме-вагонетке.

Раскладку изделий в форме-вагонетке производят после выбора ее типоразмера из существующих типовых конструкций с учетом максимального использования объема для данного типа изделий.

Количество форм-вагонеток, одновременно находящихся в установке (m), определяют по формуле:

$$m = \frac{z \cdot 60}{\tau_p} + 2 ,$$

где z - полное время ТВО, ч ;

τ_p - ритм конвейера, мин.;

2 - количество вагонеток, загружаемых и выходящих из камеры.

Поперечное сечение туннеля или щелевой камеры устанавливают, исходя из поперечного размера формы – вагонетки с учетом технологических зазоров между вагонеткой и стенками и перекрытием камеры. Длина камеры

$$L = m \cdot \ell \quad \text{м} ,$$

где ℓ - длина формы - вагонетки, м.

Длина отдельных зон в установках непрерывного действия пропорциональна продолжительности соответствующих периодов ТВО:

$$\ell_1 = L \cdot z_1 / z ; \quad \ell_2 = L \cdot z_2 / z ; \quad \ell_3 = L \cdot z_3 / z ;$$

где ℓ_1, ℓ_2, ℓ_3 - длина зоны подогрева, изотермической выдержки, охлаждения, м;
 z_1, z_2, z_3 - время ТВО подогрева, изотермической выдержки и охлаждения;
 z - полное время ТВО.

Тогда число установок для одной конвейерной линии:

$$n = 60 \cdot z / (V'_6 \tau_p) .$$

Если для одной конвейерной линии необходимо несколько камер, то их обычно объединяют в блоки в горизонтальной плоскости или в несколько ярусов по высоте.

Баланс теплоты установок непрерывного действия составляют отдельно для зон подогрева и изотермической выдержки. Однако, учитывая, что расчетное время ТВО определено для условий, когда к концу периода изотермической выдержки во всей массе изделий устанавливается стационарное тепловое поле, статьи расхода теплоты и нагрев изделия, содержащейся в нем влаги, арматуры и форм-вагонеток можно включить в баланс только зоны подогрева.

В установках непрерывного действия через ограждения камеры проходит стационарный тепловой поток и температура массы ограждения постоянна, поэтому расход теплоты на нагрев камеры в балансе не учитывают.

Потерю теплоты во внешнюю среду через ограждения камеры следует считать по зонам ввиду разной температуры их ограждений.

Для поддержания постоянной температуры в зоне изотермической выдержки следует потерю теплоты через ограждения зоны компенсировать дополнительной подачей такого же количества теплоты с теплоносителем. Поэтому эту статью увеличивают в 2 раза.

В установках, снабженных вентиляционной системой, теплоноситель после использования частично или полностью выбрасывают в атмосферу. В тепловом балансе следует учитывать потерю теплоты с отработавшим теплоносителем. В случае применения пара возможна его частичная конденсация, тогда в статью потерю теплоты с конденсатом следует внести коэффициент доли сконденсировавшегося пара, принятый по эксплуатационным данным установки, аналогичной рассчитываемой, т.к. точному расчету эта величина не поддается.

Тепловой баланс установок непрерывного действия нагляднее составлять на 1 час работы. Тогда в статьях расхода теплоты на нагрев бетона, влаги, арматуры, форм-вагонеток их масса должна быть отнесена к часовой производительности установки. Потеря теплоты во внешнюю среду также должна быть определена за 1 час. Часовой расход теплоносителя в балансе принимают за неизвестную величину и определяют путем решения уравнения баланса. Приход теплоты со свежим теплоносителем или потерю с отработавшим определяют произведением его массы или объема на энтальпию при соответствующих условию баланса параметрах.

2.6. ПЕЧИ СИЛИКАТНЫХ ПРОИЗВОДСТВ

Тепло, выделяемое в процессе горения топлива, в рабочем пространстве печи передается поверхности нагреваемых изделий или материалов и внутренней поверхности кладки (футеровки). В результате теплообмена происходит нагрев шихты или изделий, нагрев транспортирующих устройств и передача тепла через стенки печи в окружающую среду. Интенсивность этих процессов теплообмена зависит от конструкций печи, метода сжигания топлива и температурного режима работы.

В пламенных высокотемпературных печах с большим свободным объемом рабочего пространства (стекловаренные печи, зоны спекания вращающихся печей) основным теплоносителем служит горящий факел, образующийся в рабочем пространстве, а также продукты горения, движущиеся от топливо сжигающих устройств к дымовым каналам. В этих печах внутренняя поверхность кладки играет роль вторичного излучателя тепла. Излучение кладки достигает 40-60% от общего количества тепла, передаваемого на поверхность материала.

В печах (шахтных, туннельных) с заполненным рабочим пространством обжигаемым материалом или изделиями основным теплоносителем служат продукты горения, движущиеся по узким и извилистым каналам между отдельными кусками или по каналам садки изделий. При этом большую роль играет равномерность и скорость движения газов по сечению рабочего пространства. Особенно интенсивно происходит отдача тепла от газов к материалу, находящемуся во взвешенном состоянии в газовом потоке или в «кипящем слое».

Теплообмен в рабочем пространстве печей при нагреве или охлаждении материалов (изделий) разделяют на:

- **внешний** – который характеризуется процессами теплоотдачи от движущихся газов к поверхности нагреваемого материала, а также между кладкой печи и поверхностью материала;

- **внутренний** – характеризующийся процессами теплопроводности материала (изделий) и повышением их теплосодержания; сюда же относится прогрев печных стенок.

2.6.1. Узловые вопросы при анализе работы печей

При анализе работы действующих печей и проектировании новых узловыми вопросами являются:

2.6.1.1. Горение топлива (теплота, количество продуктов сгорания) или *электронагрев*.

2.6.1.2. Аэродинамика (количество дыма, сопротивление тракта движению дыма).

Оба этих вопроса выше были подробно рассмотрены.

2.6.1.3. Теплоотдача газов и кладки на поверхность материала,

осуществляемая в основном излучением и конвекцией.

Излучающая способность газов зависит от степени их черноты и температуры. Движущиеся в печи продукты горения обычно имеют неодинаковую температуру и светимость в разных сечениях рабочего пространства, в особенности вблизи горящего факела и вблизи нагреваемой поверхности материала. Пламя имеет наибольшую светимость при наличии частиц сажистого углерода, что характерно при сжигании мазута.

При малосветящемся газе потери тепла в окружающую среду уменьшают теплоотдачу в печи пропорционально величине потерь, однако они незначительны.

Тепловая изоляция кладки мало влияет на теплоотдачу печи, но способствует снижению расхода топлива. Излучение кладки имеет наибольшее значение в процессах теплообмена при малой излучательной способности факела. При высокой степени черноты газов температура кладки приближается к температуре газов и теплообмен между кладкой и материалом значительно уменьшается.

Повышение степени черноты факела приводит к снижению температуры газов при равных тепловых потоках.

Интенсификация процессов горения и укорочение горящего факела дает снижение температуры отходящих газов при малой степени черноты факела. Растянутое горение дает более равномерное распределение температур в рабочем пространстве. Повышение турбулентности газового потока также приводит к выравниванию температур. Направленный под углом к нагреваемой поверхности (шихте) горящий факел с высокой скоростью истечения в значительной степени ускоряет процесс теплообмена. При плохой настильности факела уменьшается количество тепла, передаваемого материалу.

Пример 12

2.6.1.4. Теплопередача через стенку

ранее достаточно подробно рассмотрена: и однослойной, и многослойной стенок.

Следует дополнительно указать следующее: в формулах теплопередачи могут быть неизвестными сразу несколько параметров. Например, часто известны только температуры внутри печного пространства и окружающей среды, вид материалов стенки и толщины слоев. Зато не всегда известны теплопроводность материалов (только их зависимости от температуры); коэффициенты теплоотдачи, величина теплового потока.

Поэтому в расчетах часто используется прием предварительного задания заранее ориентировочного значения какого – либо параметра (чаще всего это температуры слоев средние, или между слоями).

Кроме аналитического решения этих задач часто пользуются графическим.

Пример 13

2.6.1.5. Прогрев печных стен

При разогреве печей непрерывно происходит изменение температур стен. Стены аккумулируют тепло, и их теплосодержание изменяется пропорционально изменению температур. Чтобы рассчитать изменение теплосодержания стены, необходимо выполнить расчет температурной кривой по толщине стены за период ее прогрева.

Для этого используется метод конечных разностей в аналитическом и графическом вариантах.

2.6.1.6. Теплообмен в слое материала

Нагрев газовым потоком (или охлаждение) кусков материала может происходить в слое, медленно перемещающемся по сравнению с газами (в шахтных печах, работающих при противоточном давлении газов и материала), в «кипящем слое» (когда материал под действием газового агента находится в состоянии перемешивания) и во взвешенном состоянии (когда слой под динамическим воздействием газов перемещается вместе с ним и энергично перемешивается под влиянием турбулентного движения).

Горячие газы отдают свое тепло поверхности кусков материала, которое распространяется теплопроводностью по всей массе куска и повышает общее теплосодержание слоя.

Тепловой поток, идущий от газов, характеризуется водяным числом:

$$W_{\text{газ}} = c_{\text{газ}} V_{\text{газ}} \text{ кДж / ч} \cdot \text{град} ,$$

где $c_{\text{газ}}$ - теплоемкость газа, кДж/м³ град.;

$V_{\text{газ}}$ - расход газа, м³/ч .

Для слоя материала водяное число:

$$W_{\text{м}} = c_{\text{м}} G_{\text{м}} \text{ кДж / ч} \cdot \text{град} ,$$

где $c_{\text{м}}$ - теплоемкость материала, кДж/кг град.;

$G_{\text{м}}$ - количество нагреваемого материала, кг/ч .

Распределение температур в слое зависит от соотношения водяных чисел. Если $W_{\text{газ}} < W_{\text{м}}$, то в основном теплообмен завершается в нижней части слоя и шихтовые материалы не смогут нагреться до температуры газов, поступающих в печь. Газы будут выходить из слоя холодными.

Если $W_{\text{газ}} > W_{\text{м}}$, то основная тепловая работа газов протекает в верхней части слоя и куски материала на некоторой высоте нагреваются почти до температуры газов, поступающих в слой. При большой высоте слоя часть его практически может не участвовать в теплообмене. Эту часть называют «холостой» высотой слоя.

Средняя по массе температура материала при условии $W_{\text{газ}} > W_{\text{м}}$ (формула Б.И.Китаева):

$$t_{\text{м}} = t'_{\text{м}} + (t'_{\text{газ}} - t'_{\text{м}}) (1 - e^{-L}) \text{ град} ,$$

$$L = 3.6 \frac{\alpha_{\Sigma} F_{\text{м}}}{c_{\text{м}} \rho_{\text{м}}} \left(1 - \frac{W_{\text{м}}}{W_{\text{газ}}}\right) \tau ,$$

где $t'_{\text{м}}$ - начальная температура материала, град.;

$t'_{\text{газ}}$ - начальная температура газа;

α_{Σ} - суммарный коэффициент теплопередачи, учитывающей внутреннее тепловое сопротивление кусков шихты, Вт/м² град.;

$F_{\text{м}}$ - поверхность нагрева 1м слоя, м/м;

$c_{\text{м}}$ - теплоемкость материала, кДж/кг град.;

$\rho_{\text{м}}$ - плотность материала, кг/м³;

τ - время с начала нагрева, ч.

Температура газов при выходе из слоя:

$$t_{газ} = t''_{газ} + \frac{W_M}{W_{газ}} t_M \text{ град},$$

где $t''_{газ}$ - конечная температура газа.

В расчетах удобнее пользоваться коэффициентом теплопередачи, отнесенным к величине поверхности кусков материала α_Σ , а к единице объема слоя $\alpha_{V\Sigma}$. Связь между ними:

$$\alpha_\Sigma F = \alpha_{V\Sigma} \frac{V_M}{1 - K_n} \quad \text{или} \quad \alpha_\Sigma = \alpha_{V\Sigma} \frac{d}{7.5(1 - K_n)},$$

где V_M - объем кусков шихты в 1 м³ слоя,
 K_n - коэффициент пустотности или порозности слоя,
 d - средний диаметр кусков, м.

* Для шахтных печей необходимая высота слоя (от верха до рассматриваемого уровня) для завершения процесса теплообмена до $t_M = 0,95 t_{газ}$:

$$H = 0,83 V_F \frac{c_M \rho_M (1 - K_n)}{\alpha_{V\Sigma} \left(1 - \frac{W_M}{W_{газ}}\right)} \text{ м},$$

где V_F - напряжение сечения по объему слоя материала, м³/м² · ч; т.е. скорость опускания материала в шахте, м / ч.

Продолжительность нагрева $\tau = H / V_F \text{ ч}$.

* Для «кипящего» слоя продолжительность тепловой обработки материалов:

$$\tau = \frac{H \omega_{cp} (1 - f) \rho_M}{G_0 K_V} \text{ ч},$$

где H - высота слоя, м;
 ω_{cp} - ср.сечение слоя, м;
 f - порозность кипящего слоя;
 ρ_M - плотность частиц материала, кг/м;
 G_0 - количество поступающего в слой сыпучего материала, кг/г;
 K_V - коэффициент, учитывающий изменение объемной массы частиц при тепловой обработке.

* Продолжительность нагрева частиц материала во взвешенном слое.

а) В восходящем потоке:

$$\tau = \frac{H}{v_{cp} - \frac{d^2 (\rho_M - \rho_{газ}) g}{18 \rho_{газ} v_{газ}}} \text{ ч},$$

б) при горизонтальном движении:

$$\tau = \frac{18 H \rho_{газ} v_{газ}}{d^2 (\rho_M - \rho_{газ}) g} \text{ ч},$$

где $v_{\text{ср}}$ - ср. по высоте скорость газа, м/с;
 d - диаметр частиц, м;
 $\rho_{\text{газ}}$, $\nu_{\text{газ}}$ - плотность, кг/м³ и кинематическая вязкость газа, м²/с.

Пример 14

2.6.1.7. Тепловые режимы печей

Тепловая обработка материалов или изделий по технологическим требованиям производства завершается при вполне определенных конечных температурах нагрева. При этом по разному формулируются требования к скорости нагрева.

Обычно в обжиговых печах непрерывного действия происходит постепенный нагрев материалов с увеличенной зоной подогрева (в целях использования тепла продуктов горения топлива). В каждом сечении печи устанавливаются определенные температуры, поэтому печь условно делится на зоны: сушки, дегидратации, декарбонизации, спекания, охлаждения и т.д.

Основным требованием обжига материалов является нагрев материала до конечной температуры обжига с максимальной скоростью подъема температур.

При плавлении шихтовых материалов в печах скорость нагрева и плавления материалов должна быть максимальной.

Совершенно другие требования предъявляются к обжигу изделий.

При обжиге керамических огнеупорных изделий требуется не только нагреть их до определенной температуры, но также получить изделия высокого качества: без изменения формы и без трещин. Здесь режим обжига устанавливается в зависимости от допустимых скоростей нагрева.

Своеобразен режим отжига изделий после высокотемпературного формования или обжига. Отжиг – охлаждение с такой скоростью, чтобы в изделии не остались напряжения, могущие в процессе отжига или при эксплуатации явиться причиной разрушения изделий (например, при производстве стеклянных изделий, электроплавленных огнеупоров и т.д.).

Определенные режимы осуществляются в печах нагрева изделий для дополнительной обработки (например: закалка изделий из стекла и т.д.).

В непрерывно работающих печах тепловая нагрузка не изменяется во времени, но температура для отдельных зон или участков рабочего пространства печи будет различной. В печах периодического действия нагрев изделий сопровождается изменением температур в рабочем пространстве в соответствии с кривой термообработки. В этом случае в печи происходит изменение тепловой нагрузки во времени. В обоих случаях нагрев происходит по заданному температурному графику, но при разных режимах.

Тепловой режим печи характеризуется следующими показателями:

- тепловой нагрузкой печи, т.е. количеством подводимого тепла в единицу времени;
- температурами в рабочем пространстве печи или в отдельных ее зонах, обеспечивающими необходимую скорость нагрева (охлаждения) материала или изделий по заданному графику;
- газовой атмосферой в зависимости от требований окислительной или восстановительной среды на различных стадиях процессов нагрева или охлаждения.

2.6.1.8. Производительность и размеры печей

Наиболее показательным параметром печей и сушил является удельная производительность (чаще часовая, иногда суточная, годовая и в др. модификациях). Производительность зависит от типа, конструктивных особенностей и размеров рабочего пространства установок, а также от продолжительности тепловой обработки, вида материалов и изделий и конечных температур нагрева.

Если известна продолжительность тепловой обработки и емкость (вместимость) печи, то ее производительность будет равна:

$$P = G / \tau ,$$

где G - емкость печи или количество одновременно загружаемых изделий или материалов, т;

τ - продолжительность тепловой обработки, ч.

Емкость печи связана с геометрическими размерами рабочего пространства, из которых определяющими служат объем и площадь.

Эффективность использования этих размеров рабочего пространства выражается *удельной* производительностью – относительной величиной производительности по отношению к 1 м³ объема рабочего пространства или к 1 м² площади пода.

Удельная производительность характеризующая использование объема печи или съем продукции с 1 м³ объема:

$$P_v = G / \tau \cdot V \quad \text{т/м}^3 \cdot \text{ч} \quad \text{или} \quad P_v = 24 G / \tau \cdot V \quad \text{т/м}^3 \cdot \text{сут} ,$$

где V – внутренний объем печи, м³.

Точно также по отношению к площади пода:

$$P_F = G / \tau \cdot F \quad \text{т/м}^2 \cdot \text{ч} \quad \text{или} \quad P_F = 24 G / \tau \cdot F \quad \text{т/м}^2 \cdot \text{сут} ,$$

где F - площадь пода печи, $F = V / H$, м²;

H - высота рабочего пространства, м.

Отношение $G / V = g$ для некоторых печей является **плотностью садки** изделий или укладки материала: $G / F = H g$. Эта величина характеризует степень заполнения рабочего пространства печи материалом:

$$\frac{g}{\rho} = \frac{G}{V} \cdot \frac{V_m}{G} = \frac{V_m}{V} ,$$

где ρ - плотность материала, т/м³;

V_m - объем занимаемый материалом, м³.

Зная удельную производительность можно определять объем печи или площадь пода (внутреннюю поверхность футеровки для вращающихся печей):

$$V = P / P_v \quad \text{м}^3 \quad \text{или} \quad F = P / P_F \quad \text{м}^2 .$$

Часто в расчетах используют достигнутые в производственных условиях показатели работы печей (съем продукции, удельную производительность). Причем эти показатели обычно используются для обоснования выбранных размеров и производительности при проектировании печи (т.е. по достигнутой производительности определяют необходимые размеры печи, а затем их уточняют в теплотехнических расчетах).

Пример 15

2.6.2. Типы печей (классификация)

Из технологических процессов в производстве силикатных материалов сушка и термовлажностная обработка бетонных изделий относятся к низкотемпературным. Высокотемпературные процессы – обжиг, вспучивание, спекание и плавление – осуществляются в тепловых установках, называемых печами.

1) По режиму работы печи бывают:

- периодические;
- непрерывные.

2) По взаимоположению рабочего пространства печи и обрабатываемого материала печи могут быть такими, в которых:

- материал (или изделия) неподвижны относительно ТУ (это камерные, многокамерные, кольцевые печи; в стекловарении – горшковые, ванны);
- материал движется в рабочем пространстве печи, т.н. проходные печи (туннельные, шахтные, ванны, щелевые).

3) По взаимному направлению перемещения материала и теплоносителя:

- прямоточные,
- противоточные,
- комбинированные.

4) По видам используемой энергии:

- на твердом топливе;
- жидком;
- газообразном;
- электрические.

5) По методу воздействия теплоносителя на материал (изделия):

- прямого контакта;
- муфельные печи.

6) По состоянию корпуса ТУ:

- неподвижные;
- подвижные (в основном вращающиеся т.н. барабанные).

7) По способу передачи тепловой энергии:

- конвективные;
- контактные (кондуктивные);
- электрические стекловаренные печи;
- радиационные;
- смешанные.

8) По форме рабочего канала:

- одноярусные (однопутные);
- многоярусные (многопутные).

9) По направлению техпроцесса:

- вертикальные;
- горизонтальные;
- смешанные.

10) По форме корпуса ТУ:

- шахтные;
- кольцевые;
- туннельные;
- трубчатые;
- ванны;
- камерные.

11) По виду транспортного устройства:

- вагонеточные;
- сеточные;
- пластинчатые;
- роликовые;
- на расплаве металла;
- газо-воздушные (пневмотранспортные);
- с подвижным подом.

12) Плавильные печи:

- вагранки;
- горшковые (камерные);
- ванны, которые в свою очередь по связи варочной и студочной частей:
- - совмещенные;
- - отдельные.

13) По способу утилизации тепла отходящих газов:

- регенеративные;
- рекуперативные;
- с котлом-утилизатором;
- с подачей теплоносителя для сушил.

2.6.3. Тепловые балансы печей

Тепловой баланс сушил и печей выражается уравнением, связывающим количество тепла, выделенное во время работы печи с количеством тепла, израсходованным на технологические процессы (полезно используемое) и потерянным в окружающее пространство.

В пламенной печи тепло, выделяемое во время работы (приход), складывается из следующих статей: 1) тепла, выделенного при горении топлива $Q_{гор.}$; 2) тепла, вносимого подогретым воздухом $Q_{воз.}$, 3) физического тепла топлива $Q_{топ.}$, 4) физического тепла материала $Q_{ф.м.}$, 5) дополнительного электроподогрева $Q_{дэп.}$.

В электропечах тепло выделяется за счет электроэнергии.

При нагреве материалов может происходить также выделение тепла за счет экзотермических реакций. Однако, при обжиге материалов или при варке стекла общий тепловой эффект химических процессов, как правило, идет с поглощением тепла.

Тепло нагретого материала на входе в печь или при переходе из одной зоны в другую считается в статье прихода.

Тепло, затраченное в технологическом процессе и потери в окружающую среду (расход), складывается из следующих статей:

- тепла, пошедшего на дальнейший нагрев материала, Q_m ;
- тепла, затраченного на испарение влаги и нагрев водяных паров $Q_{исп.}$;
- тепла, затраченного на химические процессы в материале (процессы клинкерообразования, стеклообразования и т.п.), $Q_{хим.}$;
- потери тепла с дымовыми газами, уходящими из рабочего пространства печи, $Q_{дым.}$;
- потери тепла вследствие неполноты горения топлива (химической и механической), $Q_{неп.}$;
- потери тепла через кладку в окружающее пространство, $Q_{кл.}$;
- потери тепла излучением через открытые окна и щели, $Q_{луч.}$;
- потери тепла с газами, проходящими через неплотности рабочего пространства печи (окна, щели), $Q_{выб.}$;
- расхода тепла на нагрев транспортирующих устройств (вагонеток), $Q_{тр.}$;
- тепла, отводимого из рабочего пространства печи на сторону (например, для сушил), ($Q_{суш.}$ или $Q_{стор.}$);
- потери тепла с конвекционными потоками стекломассы (для стекловаренных печей), $Q_{конв.}$;
- тепло, аккумулируемое кладкой периодической печи при разогреве, $Q_{акк.}$.

По закону сохранения энергии в любой тепловой установке расход тепла должен быть равен его приходу:

$$Q_{гор} + Q_{воз} + Q_{топ} + Q_{ф.м} + Q_{дэп} = Q_m + Q_{исп} + Q_{хим} + Q_{дым} + Q_{неп} + Q_{кл} + Q_{луч} + Q_{выб} + Q_{тр} + Q_{стор} + Q_{конв} + Q_{акк}$$

В зависимости от назначения печи, ее конструктивных особенностей и режима работы отдельные статьи в расчете теплового баланса (ТБ) могут отсутствовать, например, расход тепла $Q_{тр.}$ для вращающейся печи.

Для камерной печи периодического действия значительный расход тепла составляет на разогрев кладки $Q_{акк.}$; т.к. стенки печи аккумулируют тепло при подъеме температур.

Расчет ТБ позволяет выявить эффективность работы печи, определить общий расход тепла в единицу времени и удельный расход топлива на единицу массы материала, тепловую мощность печи, соответствующую заданным тепловому режиму и производительности печи. Тепловая мощность характеризуется количеством тепла, которое может быть выделено в ней за счет сжигания топлива в единицу времени или за счет электроэнергии в электрических печах.

Эффективность использования топлива определяется полнотой его сжигания, интенсивностью процесса теплообмена и тепловыми потерями через кладку печи.

ТБ решает ряд практических задач.

Чаще всего его составляют для определения расхода топлива. При этом учитываются лишь зоны печи, потребляющие тепло, например, зоны подогрева, обжига, варочная зона и т.д.

Для зоны охлаждения печи составляется самостоятельный ТБ, с помощью которого определяется расход воздуха, необходимого для охлаждения.

Для печей периодического действия ТБ рассчитывается на отдельные периоды работы (подъем температуры, выдержки, охлаждения).

С помощью ТБ можно рассчитать температурную кривую по длине рабочего пространства непрерывно действующих печей. Если рабочее пространство печи разделить на отдельные зоны и ТБ рассчитать для каждой зоны, то совместное решение уравнений позволит найти температуры газов на границах зон.

Рассчитывают ТБ обычно в единицах тепловой мощности – кВт. Или в единицах удельной теплоты – кДж/кг или кДж/ч (1 кДж/ч = 0,278 Вт).

Для сравнения показателей работы отдельных печей между собой и сопоставления расчетных данных с практическими данными работающих печей пользуются величинами удельного расхода тепла или удельного расхода условного топлива.

Удельный расход выражают в кг/т; кг/кг; кг/100 шт. изделий, кг/м плиток или в %.

2.6.3.1. Приход тепла

1. Тепло от горения топлива

$$Q_{\text{гор}} = Q_{\text{н}}^p \cdot V \quad \text{кВт},$$

где $Q_{\text{н}}^p$ - тепло сгорания топлива, кДж/кг или кДж/нм³;
 V - расход топлива, кг/сек или нм³/сек.

2. Тепло, вносимое подогретым топливом

$$Q_{\text{топ}} = c_{\text{т}} t_{\text{т}} V \quad \text{кВт},$$

где $c_{\text{т}}$ - средняя теплоемкость топлива, равная для сухого твёрдого топлива $c_{\text{т}}^c = 1,05$ кДж/кг град.; для влажного топлива при влажности W^p (%)

$$c_m^{cl} = 1,05 \frac{100 \cdot W^p}{100} + \frac{W^p}{100} \quad \text{кДж/кг град};$$

для мазута $c_{\text{т}} = 2,05$ кДж/кг. град.;

для газообразного топлива энтальпия ($c_{\text{т}}^t t$) определяется в зависимости от температуры и состава газа (табл.)

$t_{\text{т}}$ - температура подогрева топлива принимается: для твёрдого топлива в зимнее время - ниже 0, летом – 15-20; пылевидного топлива 40-50; мазута – 55-90; природного газа 0 – 30, а если подогревают газ (например, генераторный или др.) в регенераторах – 800-1100.

3. Тепло, вносимое подогретым воздухом

$$Q_{\text{воз}} = L_{\alpha} i'_{\text{воз}} V \quad \text{кВт},$$

где L_{α} - действительное количество воздуха, подаваемое для горения, нм³/кг или нм³/нм³; если воздух, идущий на горение, делится на первичный и вторичный и с разными температурами подогрева, то расчет ведется отдельно для того и др.;

$i'_{\text{воз}}$ - теплосодержание (энтальпия) воздуха, кДж/нм³, находится в зависимости от температуры (табл.).

4. Тепло, вносимое материалом или изделиями (например, после сушки):

$$Q_m = m_m c_m t_m \text{ кВт}.$$

2.6.3.2. Расход тепла

1. Тепло, затраченное на нагрев материалов или изделий:

$$Q_m = P (c_k t_k - c_n t_n) \text{ кВт},$$

где P – производительность печи по сухому (обоженному) материалу, кг/сек.;
 $c_k t_k$ – энтальпия материала в конце нагрева до конечной температуры обжига, кДж/кг;
 c_k – ср. массовая теплоемкость материала в интервале температур от 0 до t_k , кДж/кг град.;
 $c_n t_n$ – энтальпия материала в начале нагрева при начальной температуре t_n , кДж/кг.

Если при обжиге в печь загружают шихтовые материалы в количестве, отличающемся от выхода обожженного продукта, то тепло, затраченное на нагрев материала:

$$Q_m = P c_k t_k - P_c c_n t_n \text{ кВт},$$

где P_c – расход сухих материалов, кг/сек.;
 $c_n t_n$ – энтальпия сухих материалов, кДж/кг.

2. Расход тепла на испарение физической влаги из материала:

$$Q_{\text{исп}} = (2493 - 4,2 t_n) W_{\text{вл}} \text{ кВт},$$

где 2493 – скрытая теплота парообразования, кДж/кг влаги;
4,2 – теплоемкость воды, кДж/кг;
 t_n – температура влажных материалов, поступающих в печь, град.

Количество влаги, испаряемой из материала:

$$W_{\text{вл}} = \frac{P \cdot \omega_a}{100} = P_c \frac{\omega}{100 - \omega} \text{ кг/с},$$

где P_c – количество сухого материала (шихты), поступающего в печь, кг/с;
 ω_a – абсолютная влажность материала, %;
 ω – относительная влажность материала, %

3. Тепло, затраченное на химические реакции при нагреве материала:

$$Q_x = q_x G_x \text{ кВт},$$

где q_x – теплота, расходуемая на физико-химические процессы 1 кг исходного химического вещества в необоженном продукте, кДж/кг;
 G_x – количество исходного химического вещества в материале, загружаемом в печь

$$G_x = 0,01 n P_c \text{ кг/с},$$

n – содержание исходного химического вещества в сухой массе материала, %;
 P_c – количество сухого материала, поступающего в печь, кг/с.

Например, теплота дегидратации глин, отнесенная к 1кг глины, составляет $q_x =$

290 – 557 кДж/кг ; отнесенная к 1кг Al_2O_3 - $q_x = 2090$ кДж/кг;
на 1кг санитарно-фаянсовых изделий - $q_x = 314 - 377$ кДж/кг.
Теплота реакций при вспучивании глин в производстве керамзита $q_x = 400 - 600$ кДж/кг.

При обжиге динаса расход тепла на химические процессы не учитывается из-за своей незначительности.

При обжиге цементного клинкера расход тепла на клинкерообразование составляет 1670-2000 кДж/кг. Расход тепла при стеклообразовании $q_x = 2680 - 3180$ кДж/кг.

Расход тепла на процессы клинкеро- и стеклообразования обычно определяются расчетом по составу исходных сырьевых материалов и заданного состава готового продукта :

* Расчет расхода тепла на процессы клинкерообразования сводится к расчету теплового баланса этого процесса, учитывающего эндо- и экзотермические процессы, происходящие при нагреве сырья.

По балансу тепла, рассчитанному на 1 кг клинкера, теплота клинкерообразования, отнесенная к нулю градусов, находится по разности между расходом тепла и теплом, полученном от экзотермических реакций, от теплосодержания образовавшегося клинкера и теплосодержания газообразных продуктов разложения:

$$q_x = (q_m + q_{\text{энд}} + q_{\text{пл}}) - (q_{\text{экз}} + q_{\text{кл}} + q_{\text{газ}}) \text{ кДж/кг клинкера,}$$

где q_m - тепло, затраченное на нагрев сырьевых материалов;
 $q_{\text{энд}}$ - расход тепла на эндотермические процессы при нагреве;
 $q_{\text{пл}}$ - расход тепла на образование жидкой фазы при 1400°;
 $q_{\text{экз}}$ - тепло, выделяемое при образовании клинкерных минералов;
 $q_{\text{кл}}$ - теплосодержание клинкера;
 $q_{\text{газ}}$ - теплосодержание газообразных продуктов реакций декарбонизации и дегидратации.

Величина q_x - теоретический расход тепла на клинкерообразование.

* Расчет расхода тепла на процесс стеклообразования:

$$q_x = q_c + q_m + q_{\text{пл}} + q_{\text{газ}} \text{ кДж/кг стекла,}$$

где q_c - тепловой эффект реакций стеклообразования;
 q_m - тепло нагрева материала (стекломассы);
 $q_{\text{пл}}$ - теплота плавления стекла;
 $q_{\text{газ}}$ - тепло нагрева газов разложения компонентов шихты.

Расчет по данной схеме довольно объемный.

Для обычных строительных стекол нами предложена более простая методика расчета по химсоставу стекла:

$$Q_x = 1792,453 + 29,5195 N - 0,07109 N^2 + 46,5246 C - 1,9252 C^2 + \\ + 0,2898 M + 2,9298 M^2 - 0,296 A - 0,4687 A^2 \\ (\text{индексы в формуле – это соответствующие оксиды в \%})$$

4. Потери тепла с уходящими продуктами горения:

$$Q_{\text{дым}} = V_{\text{дым}} \cdot i_{\text{дым}} \text{ кВт,}$$

где $V_{\text{дым}}$ - объем продуктов горения, уходящих из рабочего пространства печи, с учетом подсосов окружающего воздуха, $\text{м}^3 / \text{с}$;

$i_{\text{дым}} = c_{\text{дым}} t_{\text{дым}}$ – энтальпия продуктов горения при температуре уходящих газов, кДж/нм³.

Объем продуктов горения можно определить по формуле:

$$V_{\text{дым}} = B [V_0 + (\alpha_{\text{общ}} - 1) L_0] \text{ нм}^3 / \text{ч},$$

где B – расход топлива, кг/ч или нм³/ч;

L_0 – теоретический расход воздуха на горение, нм³/кг или нм³/нм³ топлива;

V_0 – теоретический объем образующихся дымовых газов, нм³/кг или нм³/нм³;

$\alpha_{\text{общ}}$ – общий коэффициент расхода воздуха.

Этот вид теплопотерь составляет значительный % в тепловом балансе печей и зависит от коэффициента избытка воздуха, температуры уходящих газов и вида сжигаемого топлива.

Вместе с продуктами сгорания топлива из рабочего пространства печи уносятся также продукты дегидратации и диссоциации материалов и пыль (унос) сухого материала. Все эти потери могут быть достаточно точно рассчитаны.

5. Потери тепла вследствие неполного горения:

$$Q_{\text{неп}} = Q_{\text{хим}} + Q_{\text{мех}} \text{ кВт},$$

где $Q_{\text{хим}}$ – потери от химической неполноты сгорания;

$Q_{\text{мех}}$ – механические (провал, износ, утечка) потери топлива.

При нормальной работе горелок и форсунок при сжигании газа и мазута $Q_{\text{неп}}$ близки к нулю.

При поддержании восстановительной среды в печи при обжиге изделий потери от химической неполноты горения:

$$Q_{\text{хим}} = (126,5 \text{ CO} + 107,6 \text{ H}_2 + 358,2 \text{ CH}_4) V_{\text{газ}} B \text{ кВт},$$

где CO , H_2 и CH_4 – содержание этих газов в печной атмосфере, %;

$V_{\text{газ}}$ – объем сухих газов, нм³/кг топлива (нм³/нм³ газа);

B – расход топлива, кг/с или нм³/с.

Если приближённо принять, что на 1% CO приходится 0,5% H₂ при отсутствии метана, то

$$Q_{\text{хим}} = 121 \cdot \text{CO} \cdot V_{\alpha} \cdot B \text{ кВт},$$

где V_{α} – расход воздуха при $\alpha > 1$, нм³/кг.

Потери тепла $Q_{\text{мех}}$ для твердого топлива в слое (унос) составляют $\approx 5 - 10\%$ от теплоты сгорания топлива. При факельном сжигании твердого топлива эти потери составляют не более 1%:

$$Q_{\text{мех}} = 0,01 m \cdot Q_{\text{н}} \cdot B \text{ кВт},$$

где m – принятый процент механической неполноты горения от теплоты сгорания топлива.

6. Потери тепла в окружающую среду через кладку стен и свода определяют по зонам, на которые делят рабочее пространство печи.

$$Q_{\text{кл}} = \frac{3,6 F (t_{\text{газ}} - t_{\text{воз}})}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{S}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ кДж/ч} = \frac{0,001 (t_{\text{газ}} - t_{\text{воз}}) F}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{S}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ кВт},$$

где α_1 - коэффициент теплоотдачи от печных газов (греющей среды) к стенкам внутри рабочего пространства; при невысокой температуре (сухих газов) $\alpha_1 = 7 - 14$, для смеси воздуха с водяным паром $\alpha_1 = 20 - 200$, для печных газов $\alpha_1 = 100 - 450$ и для насыщенного водяного пара без примеси воздуха $\alpha_1 = 9000 - 12000$ Вт/м² · град.

α_2 = коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности стенок в окружающую среду:

$$\alpha_2 = \alpha_{\text{конв}} + \alpha_{\text{луч}} ,$$

$$\alpha_{\text{конв}} = K \sqrt[4]{t_{\text{нов}} - t_{\text{воз}}}$$

($K = 2,6$ – для вертикальных стенок; $K = 3,3$ – для горизонтальных стенок, теплоотдача вверх – свод; $K = 1,6$ – для горизонтальных стенок, теплоотдача вниз)

$$\alpha_{\text{луч}} = \frac{5,7 \varepsilon \left[\left(\frac{T_n}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{воз}}}{100} \right)^4 \right]}{t_n - t_{\text{воз}}} ,$$

где ε - степень черноты; для кирпичных стенок $\varepsilon = 0,8 - 0,9$; для стального каркаса или листа $\varepsilon = 0,8$; при покрытии поверхности светлой алюминиевой краской $\varepsilon = 0,2$.

Укромленная формула для $t_g = 100 - 400^\circ$:

$$\alpha_2 = (9.5 + 0.07 t_n) (1 + 0,2 v) \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град} ,$$

где v - скорость ветра для поверхностей на открытом воздухе, м/с.

Для средних температур $1000 - 1500^\circ$ туннельной печи температура наружной поверхности стенок находится в пределах $60 - 100^\circ$, коэффициент $\alpha_2 = 12 - 15$ Вт/м² · град, а $1/\alpha_2 = 0,07$.

Поверхность кладки F находится как средняя геометрическая от внутренней $F_{\text{вн}}$ и наружной F_n поверхности:

$$F = \sqrt{F_{\text{вн}} \cdot F_n} \text{ м}^2$$

Для печей больших размеров F считается по наружным размерам.

Потери тепла в окружающую среду не должны превышать:

$$q \leq 0.59 (t_{\text{пр}} + 100) \text{ Вт / м}^2 ,$$

где $t_{\text{пр}}$ - средняя температура рабочего пространства печи.

Максимально допустимый коэффициент теплопередачи через стенку:

$$K \leq \frac{59}{t_{\text{пр}}} + 0,59 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{град} .$$

7. Потери тепла излучением через открытые отверстия:

$$Q_{\text{луч}} = 0,0057 \left[\left(\frac{T_{\text{пр}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{окр}}}{100} \right)^4 \right] F \varphi z \text{ кВт} ,$$

где $T_{\text{пр}}$, $T_{\text{окр}}$ - температуры печного пространства, откуда происходит излучение, и окружающей среды (или др. части печи), °К;

F - площадь отверстия, м²;

φ - коэффициент диафрагмирования (определяется по графику);

z - продолжительность открытия окна, час.

8. Потери тепла от утечки газов через открытые отверстия:

$$Q_{\text{выб}} = V_{\text{выб}} \cdot i_{\text{газ}} \text{ кВт} ,$$

где $i_{\text{газ}}$ - энтальпия выбивающихся газов при данной температуре, кДж/нм³;
 $V_{\text{выб}}$ - количество газов, выходящих из отверстия, нм³/с ;

* через щель расположенную горизонтально:

$$V_{\text{выб}} = 2,74 F \sqrt{\frac{H (\rho_{\text{воз}} - \rho_{\text{газ}})}{\rho_{\text{газ}}}} \text{ м}^3 / \text{с} ,$$

где F - площадь отверстия, м²;

H - высота от уровня нулевого давления в печи до середины отверстия, м;

2,74 - коэффициент, равный произведению коэффициента расхода струи (0,62) на $\sqrt{2g}$.

* Для отверстий, вытянутых в высоту (вертикальная щель), количество выбивающихся газов при той же средней высоте H (м) в 1,5 раза меньше, и тогда вместо 2,74 используется коэффициент 1,83.

9. Расход тепла на нагрев транспортирующих устройств (вагонеток).

При многослойной футеровке поверхности вагонеток тепло, аккумулированное этой футеровкой, определяется для каждого отдельного её слоя по формуле:

$$Q_{\text{тр}} = G'_{\text{ф}} (c'_{\text{к}} t'_{\text{к}} - c'_{\text{н}} t'_{\text{н}}) + G''_{\text{ф}} (c''_{\text{к}} t''_{\text{к}} - c''_{\text{н}} t''_{\text{н}}) + \dots \text{ кВт}$$

где $G'_{\text{ф}}$, $G''_{\text{ф}}$ - масса слоев футеровки, кг/с.

При многослойной футеровке масса вагонетки подсчитывается для каждого слоя в отдельности (кг), затем умножается на $v/3600$, где v - скорость движения вагонеток.

$c'_{\text{н}} t'_{\text{н}}$; $c''_{\text{н}} t''_{\text{н}}$ - начальное теплосодержание соответствующих слоев футеровки при входе в печь, кДж/кг; обычно в расчетах среднюю $t_{\text{н}}$ берут равной 40-50°;

$c'_{\text{к}} t'_{\text{к}}$; $c''_{\text{к}} t''_{\text{к}}$ - теплосодержание соответствующих слоев футеровки в конце рассматриваемого периода нагрева при средней температуре соответственно $t'_{\text{к}}$, $t''_{\text{к}}$, кДж/кг.

При неустановившемся тепловом потоке, когда футеровка аккумулирует тепло, распределение температур по толщине кладки определяют методом конечных разностей или приблизительно по формуле:

$$Q_{\text{тр}} = (0,65 - 0,85) \sum G_{\text{ф}} c_{\text{к}} t_{\text{к.с}} ,$$

где $t_{\text{к.с}}$ - средняя температура слоя футеровки, рассчитанная для прогрева до стационарного состояния.

Переход нестационарного процесса нагрева стены в стационарный происходит при

$$\frac{S}{2 \sqrt{a \tau}} \leq 0.6 ,$$

где S - толщина стенки, м;

a - коэффициент температуропроводности, м²/ч;

τ - продолжительность нагрева стены, ч .

Если $\frac{S}{2\sqrt{a\tau}} > 0,6$, стена аккумулирует тепло.

Количество тепла, аккумулированного 1 м^2 кладки за период τ (ч):

$$q_{\text{акк}} = 7,2 \lambda (t_{\text{нов}} - t_{\text{нар}}) \sqrt{\frac{\tau}{a\Pi}} \text{ кДж/м}^2.$$

Здесь $\Pi = 3,14$.

10. Тепло, отводимое на сторону.

Количество тепла, отводимое с воздухом из зон охлаждения:

$$Q_{\text{стор}} = V_{\text{воз}} \cdot i_{\text{воз}} \text{ кВт},$$

где $V_{\text{воз}}$ - объем воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$;

$i_{\text{воз}}$ - энтальпия при температуре отводимого из печи горячего воздуха, кДж/м^3 .

11. Потери тепла с конвекционными потоками стекломассы:

$$Q_{\text{конв}} = G_{\text{ст}} (c_1 t_1 - c_2 t_2) \cdot n \text{ кВт}$$

где $G_{\text{ст}}$ - количество сваренной стекломассы, кг/с ;

t_1 и t_2 - температуры потоков стекломассы, попадающих и возвращающихся в варочную часть печи;

c_1 и c_2 - средняя теплоемкость стекломассы при соответствующих температурах, кДж/кг град. ;

n - коэффициент потока стекломассы ($n = 5 - 10$).

12. Неучтенные потери тепла.

Их принимают равными 3-5% от теплоты сгорания топлива:

$$Q_{\text{неучт}} = (0,03 - 0,05) Q_{\text{н}} \text{ кВт}.$$

Суммируя полученные величины, расход тепла и приравнявая их к суммарной величине прихода, находят по уравнению баланса расход топлива B (кг/сек или $\text{м}^3/\text{сек}$).

Далее определяется удельный расход тепла или условного топлива для сопоставления полученного результата с практическими данными работающих в отрасли печей того же типа.

Несоответствие прихода и расхода тепла учитывается невязкой баланса в расходных статьях, которая может быть со знаком «+» или «-». Допустимая величина невязки не более 0,1%.

2.6.3.3. Показатели работы печей

КПД – отношение полезно затраченного тепла на технологические процессы к вводимому количеству тепла от горения топлива, т.е. КПД печи показывает, какая часть от вводимой тепловой энергии расходуется полезно на тепловую обработку материала:

$$\eta_{\text{п}} = Q_{\text{пол}} / Q_{\text{гор}}.$$

КИТ (коэффициент использования топлива) – отношение количества тепла, переданного рабочему пространству печи и обрабатываемому материалу, к введенному количеству тепла (от горения топлива, электронагревателей).

КИТ показывает, какая доля тепла, подведенная с энергоносителем, передается печи и характеризует эффективность работы топливо сжигающих устройств, эффективность использования тепла отходящих газов в рабочем пространстве печи и за его пределами, если воздух, идущий для горения, подогревается за счет отходящих газов или нагретого материала в зоне охлаждения печи:

$$\eta_{\text{и.т.}} = (Q_{\text{прих}} - Q_{\text{ух}}) / Q_{\text{гор}} = (Q_{\text{пол}} + Q_{\text{пот}}) / Q_{\text{гор}},$$

где $Q_{\text{пот}}$ - потери тепла рабочим пространством печи, которые переданы рабочему пространству, но не используются в нем на тепловую обработку материала, кВт.

$$\eta_{\text{и.т.}} = \frac{(Q_{\text{гор}} + Q_{\text{мон}} + Q_{\text{воз}}) - (Q_{\text{ым}} + Q_{\text{неп}} + Q_{\text{суш}})}{Q_{\text{гор}}}.$$

КИТ больше, чем КПД печей на величину относительных потерь тепла рабочим пространством:

$$\eta_{\text{и.т.}} = \eta_{\text{п}} + \frac{Q_{\text{ном}}}{Q_{\text{гор}}}.$$

Чем меньше разность: $\eta_{\text{и.т.}} - \eta_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{ном}}}{Q_{\text{гор}}}$, тем экономичнее по расходу топлива

работает печь.

Величина КИТ зависит от $Q_{\text{н}}$ топлива, от степени подогрева газа и воздуха за счет тепла отходящих газов или нагретого материала (возвращенной части тепла топлива), коэффициента α и от качества сжигания топлива, влияющего на $Q_{\text{неп}}$.

При одном и том же виде топлива КПД будет тем выше, чем выше температура подогрева воздуха для горения, ниже температура отходящих газов и меньше α .

2.4. КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ПЕЧЕЙ И ОБОРУДОВАНИЕ

2.4.1. Топливосжигающие устройства

2.4.1.1. Топки для твёрдого топлива.

Обычно это камера из огнеупорных материалов, отделённая порогами от рабочего пространства печи. Топливо забрасывается в топку через загрузочное окно на колосниковую решётку (колосник), а воздух для горения подаётся снизу под колосниковую решётку в пространство, называемое зольником.

Полугазовые топки – воздух в зольник подаётся не весь, который нужен для горения, поэтому часть углерода переходит CO ; а затем и CO , и H_2 догорают в рабочем пространстве печи, в котором температура становится выше, а в топке температура – ниже.

2.4.1.2. Сжигание газового топлива.

- Горелки внешнего смешения (в рабочем пространстве печи – в факеле). Принцип конструкции – «труба в трубе». И газ, и воздух подаются под давлением $10 - 10000 \text{ Н / м}^2$. Скорость вылета – $20 - 40 \text{ м / с}$. Недостаток – сложность автоматического поддержания постоянного соотношения «газ – воздух».

- Горелки внутреннего смешения (*инжекционные*). О д н о п р о в о д н ы е. Недостаток – большие размеры смесителя; если уменьшать его – возможен проскок пламени, сокращается предел регулирования.

Вариант – многосопловые горелки. Общий носик на несколько сопел. Давление газа $30 - 600 \text{ кН / м}^2$.

Вариант – турбулентные горелки (завихряющие): воздух входит в горелку через щели перпендикулярно направлению движения газа.

В д в у х п р о в о д н ы х горелках эжектирующая среда – воздух, газ – среда эжектируемая. Регулировка горения – расходом воздуха.

- Горелки беспламенного горения. Зона сжигания газа отделяется от рабочей зоны решёткой (сеткой).

- Комбинированная горелка для сжигания или газа, или мазута.

2.4.1.3. Сжигание жидкого топлива.

Чем мельче распыление топлива, тем больше площадь контакта горючего с воздухом в процессе горения.

1 кг мазута в обычном состоянии (одна капля) имеет поверхность $0,065 \text{ м}^2$. То же количество мазута в каплях размером до $0,04 \text{ мм}$ имеет поверхность 175 м^2 (т.е. увеличение поверхности в 2500 раз).

- Форсунки высокого давления. Мазут распыляют паром ($300 - 1200 \text{ кН / м}^2$) или компрессорным воздухом ($300 - 700 \text{ кН / м}^2$). В последнем случае этот воздух (распыляющий) – 10 % от необходимого для горения; остальные 90 % воздуха подаются вентилятором или эжектируются. Факел узкий и длинный ($2,5 - 7 \text{ м}$). Форсунка предназначена для длинных топочных камер.

- Форсунки низкого давления. Мазут распыляется воздухом от вентилятора ВВД. Почти весь воздух для горения идёт через форсунку. Факел короткий.

2.4.1.4. Радиационные трубы.

Применяются, как и муфели, в печах, где нежелателен контакт продуктов сгорания топлива (твердого или жидкого) с материалом.

Изготавливают их из жароупорной стали и располагают в печи, как и электронагреватели (прямые, петлеобразные, С - , О – образные и др.). Излучательная поверхность $0,5 - 1,0 \text{ м}^2$. С их помощью обеспечивают нагрев печи до 950°C .

2.4.2. Конструктивные элементы печей

2.4.2.1. Фундаменты, стены, своды.

Из огнеупорного кирпича или жаростойкого бетона.

2.4.2.2. Каркасы печей.

- Стоечного типа
 - а) с подвижными стойками, регулируемые тягами.
 - б) с жёстко соединёнными стойками и поперечными тягами.
- Коробчатые (в том числе цилиндрические).

2.4.2.3. Гарнитура, механизмы печей.

- Заслонки, шиберы и механизмы их поворота или подъёма (регулирования).
- Питатели, толкатели
 - а) Питатели для шихтовых материалов (сто'льные, толкающие, барабанные, секторные и т.д.).
 - б) Толкатели (например, тележек и др. элементов печей) – рычажные (электрические и гидравлические), винтовые и реечные (с электроприводом).
 - в) Скипы шахтных печей.
- Конвейеры (сетчатые, пластинчатые, роликовые, вагонеточные, шагающие поды, вращающиеся поды, цепные (люлочные)).
- Вентиляторы и дымососы, эжекторы.
- Трубы .

2.4.3. Утилизаторы тепла

Потери тепла с уходящими из печи газами с температурой 600 - 1000°C составляют 50 – 65 % от тепла, введённого в печь.

Утилизаторы – устройства, использующие тепло выводимых из печи дымовых газов. С помощью них подогревают чаще всего воздух для горения, газ или получают пар, горячую воду.

- Р е к у п е р а т о р ы. Керамические или металлические. Из гладких труб или игольчатые. Суть – трубы, в которых идёт один тепловой агент, омываются другим агентом (труба в трубе).

- Р е г е н е р а т о р ы. Камеры, внутри которых насадки из кирпичей. Несколько типов насадок. Насадка может быть металлической – для малых печей или невысоких рабочих температур.

- К о т л ы – у т и л и з а т о р ы. Для получения пара или горячей воды (для бытовых нужд).

2.4.4. Огнеупоры

2.4.4.1. Классификация по химическому составу

- Кремнезёмистые (SiO_2 - 80-90 %).
- Алюмосиликатные (Al_2O_3 – 15-100 %).
- Магнезиальные (MgO – 80-90 %).
- Магнезиально-известковые (MgO – 35-65 и CaO – 10-70 %).
- Магнезиально-шпинелидные (MgO – 25-60; Cr_2O_3 – 5-30; Al_2O_3 – 15-70 %).
- Магнезиально-силикатные (MgO – 45-80 и SiO_2 – 10-35 %).
- Углеродистые (C – 85-100 %).
- Карбидокремниевые (SiC – 20-90 %).

- Цирконистые (ZrO_2 – 35-90; в т.ч. бакор – $ZrO_2 > 30$, Al_2O_3 до 65 %).
- Окисные.
- Не кислородные (бориды, силициды, карбиды и др.).

2.4.4.2. Методы формования.

- пластично формованные машинным или ручным способом,
- сухо формованные,
- шликернолитые (из глинистого шликера, пено-, газошликера, термопластичного и др.),
- термопластично прессованные,
- плавленолитые (отливка из расплава),
- пилёные из естественных пород или плавленолитых огнеупоров.

2.4.4.3. Жаростойкие бетоны

Это изделия из безобжигового искусственного материала для работы при температурах $> 1770^\circ C$.

- Вяжущее:
 - а) воздушно-твердеющие (периклазовый цемент, жидкое стекло, алюмофосфатные связки),
 - б) гидравлические вяжущие (в основном глинозёмистый цемент),
- Заполнители (керамзит, перлит, вермикулит),
- Набивные массы (или наливные),
- Торкрет массы (для холодного и горячего торкретирования).

4.4.4. Теплоизоляционные огнеупоры

- Огнеупоры – легковесы (с объёмной массой менее $1,4 \text{ г/см}^3$). Методы получения: выгорающие добавки, пенометод (из шликера), газометод (химическое вспенивание в форме). Динас, шамот и др.
- Природные (диатомит, трепел, асбест и др.).
- Искусственные (вата – минеральная, из стекла, каолиновая, базальтовая и изделия из неё, совелит, перлит).

2.4.5. АСУ тепловых установок

- Системы:
- а) механического движения,
 - б) уровень (расплавов, в бункерах и др.),
 - в) питание (загрузка сырья, полуфабрикатов и т.д.),
 - г) температурный режим (температура, соотношение «газ-воздух»)
 - д) газоанализаторы,
 - е) давление, разрежение.

3. СТРУКТУРА ФАКТОРОВ ТОПЛИВОЁМКОСТИ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ (см. схему)

3.1. Область техники

3.1.1. Технический уровень основного теплового агрегата.

Основной из самых объективных характеристик тепловой установки является её КПД. В цементной промышленности он равен 24 – 26 % (мокрый способ), в стекольной – в среднем 26 – 28 %.

Главным ограничением в действии этого фактора является отсутствие в стране крупного производителя и, как следствие, единой технической политики в области создания и крупносерийного тиражирования промышленных печей и горелочных устройств.

3.1.2. Способ сжигания топлива.

Он зависит от вида, качества и прогрессивности технических решений горелочных устройств. Например, горячее и кислородное дутьё, применение плазменных горелок и т.д. Ограничение – то же, что и в п.1.1. и, кроме того, ведомственное разделение машиностроения и обслуживаемых им областей техники.

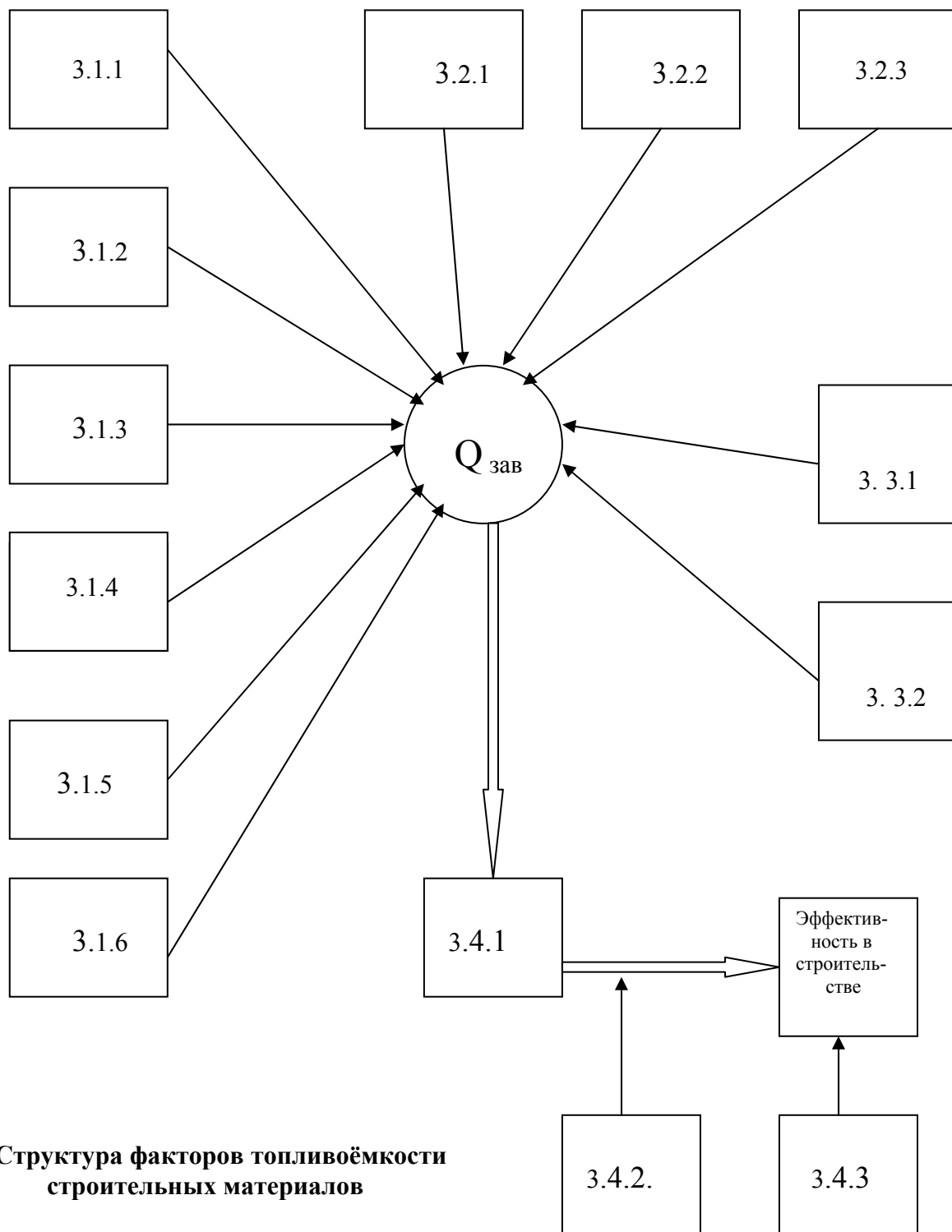
3.1.3. Плавкость (спекаемость) сырья и материалов.

Фактор – очень значимый в технологии.

С одной стороны, выбор легкоплавкого сырья объективно снижает топливную емкость готовой продукции, с другой – зачастую ухудшает качество продукции. Т.е. этот фактор с ограничением. Например, минвата из легкоплавких шлаков менее долговечна по сравнению с выработанной из тугоплавких горных пород.

3.1.4. Использование вторичного сырья.

Оно может существенно повлиять на режим ведения технологического процесса. Так, в производстве стекла есть возможность применять стекольный бой (до 30-40 %). Важность этого можно подчеркнуть тем, что для выработки 1 т стекломассы требуется 15,4 ГДж, т.е. в 1 м² стекла заложено 80 – 180 МДж. Получается, что разбивая стекло мы почти безвозвратно теряем большое количество «заложенного в него тепла», в то же время для эффективного ведения процесса варки стекла нужно определённое количество стеклобоя (до 30 %).



Во многих других производствах отрасли использование вторичных ресурсов, особенно содержащих горючий компонент, является мощным фактором снижения топливоёмкости производимого материала. Основное ограничение по этому фактору - требования к качеству готовой продукции.

В организационном плане на практике мешает реализовывать этот фактор ведомственная разобщенность, поскольку обладатель промотходов и производитель строительных материалов редко входят в состав одного объединения. Но это ограничение может быть снято усилением территориального аспекта планирования и управления.

3.1.5. Утилизация теплоты.

Это один из самых эффективных факторов снижения топливоёмкости. Необходимые технические решения есть во всех отраслях производства строительных материалов. Ограничение – всё тот же недостаток мощностей машиностроителей и их ведомственная оторванность.

3.1.5. Контрольная и регулирующая аппаратура.

Эта аппаратура сама по себе не снижает топливоёмкость, однако позволяет исключить потери, наладить учёт. Ограничения – что и в предыдущем п.1.5.

3.2. Экономико – организационная область

Данная область управления снижением топливоёмкости непосредственно затрагивает интересы людей, т.е. прямо связывает их деятельность с результатом труда.

3.2.1. Экономические стимулы.

Должна быть экономическая заинтересованность в экономии топлива.

3.2.2. Квалификация кадров.

Значение этого фактора очевидно. Ограничение – падение престижности основных профессий. Работа в горячих и пыльных цехах, в три смены, с оплатой труда относительно невысокой.

О роботизации пока говорить не приходится из-за слабой машиностроительной базы. Поэтому следует совершенствовать основные технологические агрегаты и улучшать условия труда.

3.2.3. Трудовая дисциплина.

Главное ограничение – фактор быстро исчерпываемый.

3.3. Нормирование

При государственном регулировании этот фактор являлся наиболее освоенным и в практике планирования и управления снижением топливоёмкости, особенно прямой экономии топливно-энергетических ресурсов (ТЭР).

3.3.1. Потери топлива до сжигания.

Они имеют тенденцию к снижению. Ограничение – снова технический уровень – качество насосов, хранилищ, отсутствие или недостаток контрольной аппаратуры и арматуры.

3.3.2. Ритмичность работы.

Специфика непрерывного топливоёмкого производства основных строительных материалов состоит в том, что не производя по каким-то причинам продукцию, основной агрегат всё равно потребляет топливо (особенно в агрегатах с расплавами, т.к. не может быть вообще потушен, или быстро погашен и затем запущен (поведение шихты, расплава, свойства огнеупоров, длительность вывода на рабочий режим и т.д.).

■ Материал с заложенным в него топливом выходя за ворота завода и в зависимости от вида транспорта и расстояния, вбирает в себя еще значительное количество топлива, которое сжигает в пути тепловоз, речной буксир и т.д.

1 ткм – это 0,262 кг дизельного топлива или 0,12 кг бензина.

Каждый третий вагон в стране перевозит грузы, связанные с производством строительных материалов.

3.4. Потери на транспорте и у потребителя

3.4.1. Транспортная составляющая топливоёмкости.

Фактор реально никак не учитывается, хотя это добавило бы аргументы в пользу Решительной борьбы со встречными перевозками и подход к транспортной задаче мог бы радикально измениться.

3.4.2. Потери материала на транспорте

Потери при погрузке-разгрузке, а иногда и при перевозке, составляют 0,5 – 1,5 %.

3.4.3. Потери материалов у потребителя (на стройплощадке и т.д.) за счёт неорганизованного хранения (а потому появления лома, воровства), монтажных неурядиц и т.д. достигают 3 %.

Общие потери (например, стекла) – при хранении, транспорте, монтаже, строительстве, эксплуатации составляют почти 30 % от произведённой продукции.

3.5. НАПРАВЛЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО ПРОГРЕССА и технические решения, обеспечивающие снижение расхода топливно – энергетических ресурсов на предприятиях отрасли

1. Ускорение разработки и внедрения энергосберегающих технологий в производстве цемента, стекла, извести, экономичных способов тепловой обработки железобетона, обжига керамических стеновых и отделочных материалов, эффективных способов изоляции тепловых агрегатов, а также максимальное использование вторичных энергоресурсов.

2. Преимущественное развитие производства материалов, изделий и конструкций,

обеспечивающих снижение металло- и трудоёмкости строительства, массы зданий и сооружений и повышение их теплозащиты.

Для этого надо расширять выпуск высокомарочных, многокомпонентных и специальных цементов, наращивать производство прогрессивных железобетонных конструкций, увеличивать выработку упрочнённого и теплозащитного стекла, стеклопакетов, эффективных отделочных тепло- и звукоизоляционных материалов, изделий и конструкций из гипса, строительной керамики и санитарно-технических изделий, повышение их качества.

3. Сокращение расхода всех видов сырья и материалов, снижение материалоёмкости выпускаемой продукции, более полное использование собственных отходов и отходов других отраслей промышленности – зол и шлаков тепловых электростанций, металлургических и термофосфорных шлаков, отходов горнодобывающих предприятий и углеобогачительных фабрик.

4. Борьба за экономное расходование цемента, стекла и др. топливоёмких материалов, резкое сокращение их потерь. Эффективность этого мероприятия зависит как от качества выпускаемой продукции, правильности её упаковки и контейнеризации, так и от бережного хранения и расходования в строительстве.

Л и т е р а т у р а

1. Перегудов В.В. Теплотехника и теплотехническое оборудование: Учебн. для техн. – М.: Стройиздат, 1990. – 336 с.

2. Атоян В.Р. Тепловые установки для ускоренного твердения бетонов / Тепловой расчет: Учебн. пособие. –Саратов: СПИ, 1990. – 32 с.

3. Атоян В.Р. Тепловые установки для ускоренного твердения бетонов / Тепловой расчет: Учебн. пособие. –Саратов: СПИ, 1988. – 67 с.

4. Тепловые процессы в технологии силикатов: Учебник / А.В. Ралко, А.А. Крупа и др. – Киев: Вища школа, 1986. – 232 с.

5. Теплотехника: Учебн. для втузов /В.М.Архаров, С.И.Исаев, И.А.Кожин и др. – М.: Машиностроения, 1986. – 432 с.

6. Ларионов Н.Н. Теплотехника. М.: Стройиздат, 1985. – 408 с.

7. Мазурин О.В., Белоусов Ю.Л. Отжиг и закалка стекла: Учебн.пособие. – М.: Изд. МИСИ и БТИСМ, 1984. – 114 с.

8. Перегудов В.В., Роговой М.И. Тепловые процессы и установки в технологии строительных изделий и деталей: Учебн. для вузов.- М.:Стройиздат, 1983. – 416 с.

9. Тепловые процессы в технологии силикатных материалов: Учебн. для вузов /И.А. Булавин, И.А. Макаров и др. – М.: Стройиздат, 1982.- 248 с.

10. Никифорова Н.М. Теплотехника и теплотехническое оборудование предприятий промышленности строительных материалов и изделий: Учебн. для техн. – М.: Высшая школа, 1981. – 271 с.

11. Техническая термодинамика / Под ред. В.И. Крутова. – М., 1981. – 472 с.

12. Алексеев Г.Н. Общая теплотехника. – М., 1980. – 550 с.

13. Теория тепломассообмена / Под ред. А.И. Леонтьева. – М.: Высшая школа, 1979.- 495 с.

14.Кучеренко А.А. Тепловые установки заводов сборного железобетона. – Киев: Вища школа, 1977. – 372 с.

15. Гороховский В.А., Тюрин В.В. Химическая технология стекла и ситаллов: Учебн. пособие. – Саратов: СПИ, 1976. – 80 с.
16. Роговой М.И. и др. Расчет и задачи по теплотехническому оборудованию предприятий промышленности строительных материалов: Учебн. пособие для техн. – М.: Стройиздат, 1975. – 320 с.
17. Бельский В.И., Сергеев Б.В. Промышленные печи и трубы: Учебн. пособие для техн.. – М.: Стройиздат, 1974. – 301 с.
18. Волгина Ю.М. Теплотехническое оборудование стекольных заводов: Учебн. для техн. – М.: Стройиздат, 1974. – 307 с.
19. Долотов Г.П., Кондаков Г.А. Конструкция и расчет заводских печей и сушил: Учебн. для техн. – М.: Машиностроение, 1973. – 272 с.
20. Левченко П.В. Расчет печей и сушил силикатной промышленности: Учебн. пособие для вузов. – М.: Высшая школа, 1968. – 367 с.
21. Ходоров Е.И. Печи цементной промышленности. – М.: Стройиздат, 1968. – 298 с.
22. Гинзбург Д.Б. Стекловаренные печи. – М.: Стройиздат, 1967. – 354 с.
23. Горяйнов К.Э. и др. Технология минеральных теплоизоляционных материалов и легких бетонов. – М.: Стройиздат, 1966. – 376 с.
24. Мазуров Д.Я., Роговой М.И., Волгина Ю.М. Теплотехника и теплотехническое оборудование предприятий промышленности строительных материалов /Часть II: Промышленная теплотехника: Учебн. для техн. – М.: Стройиздат, 1966. – 450 с.
25. Воробьев Х.С. и др. Теплотехнологические процессы и аппараты силикатных производств: Учебн. для вузов. – М.: Высшая школа, 1965. – 774 с.
26. Вознесенский А.А. Тепловые установки в производстве строительных материалов и изделий: Учебн. для вузов. – М.: Стройиздат, 1964. – 440 с.
27. Гинзбург Д.Б. и др. Тепловые расчеты печей и сушилок силикатной промышленности. – М.: Стройиздат, 1964. – 326 с.
28. Рысин С.А. Вентиляционные установки машиностроительных заводов. – М.: Машиностроение, 1964. – 258 с.
29. Гинзбург Д.Б. и др. Печи и сушилки силикатной промышленности. – М.: Стройиздат, 1963. – 412 с.
30. Мамыкин П.С., Левченко П.В., Стрелов К.К. Печи и сушилки огнеупорных заводов. – Свердловск: Metallurgizdat, 1963. – 328 с.
31. Воробьев Х.С., Мазуров Д.Я. Теплотехнические расчеты цементных печей и аппаратов. – М.: Высшая школа, 1962. – 346 с.
32. Лебедев П.Д. Расчет и проектирование сушильных установок: Учебн. пособие для вузов. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1962. – 320 с.
33. Нахратян К.А. Сушка и обжиг в промышленности строительной керамики. – М.: Госстройиздат, 1962. – 252 с.
34. Воскресенский К.Д. Сборник расчетов и задач по теплопередаче: Учебн. пособие для вузов. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1959. – 335 с.
35. Нахратян К.А. Тепловой расчет кольцевых и туннельных печей. – М.: Промстройиздат, 1957. – 346 с.
36. Китайцев В.А., Гурвич Р.М., Корольков И.В. Теплотехника и тепловые установки в промышленности строительных материалов. – М.: Промстройиздат, 1954. – 426 с.
37. Гинзбург Д.Б. и др. Теплотехнические расчеты установок силикатной промышленности. – М.: Промстройиздат, 1951. – 370 с.

38. Вагин Г.Я., Лоскутов А.Б. Экономия энергии в промышленности: Учебн.пособие - НГТУ, Н.Новгород, 1998. – 220 с.
39. Кокшарёв В.Н., Кучеренко А.А. Тепловые установки. – Киев: Выща школа, 1990.
40. Марьямов Н.Б. Тепловая обработка изделий на заводах сборного железобетона. – М.: Стройиздат, 1970. – 277 с.
41. Румянцев Б.М., Журба В.П. Тепловые установки в производстве строительных материалов и изделий: Лабораторный практикум. – М.: Высшая школа, 1991.
42. Методические указания по выполнению курсового проекта и теплотехнической части дипломного проекта / В.В.Перегудов, Б.М.Румянцев и др. – Алма-Ата: 1987.
43. Мамыкин П.С., Левченко П.В., Стрелов К.К. Печи и сушилки огнеупорных заводов. – М., Metallurgizdat, 1963.
- 44/ Баренбойм А.М. и др. Тепловые расчёты печей и сушилок силикатной промышленности. – М., Стройиздат, 1964. -

ПРИЛОЖЕНИЕ

Пример 1

А) На примере реакции горения чистого углерода определим количество воздуха, необходимого для горения и получающихся продуктов горения :



На 1 кг углерода требуется $32 : 12 = 2,67$ кг кислорода (12 – масса 1 кг-моля C, 32 – масса 1 кг-моля O₂).

С этим количеством O₂ в зону горения поступит также $2,67 = \frac{76,7}{23,3} = 8,83$ N₂ (76,7 и 23,3 в мас. % содержание в воздухе азота и кислорода).

Масса воздуха, затраченного на горение, будет равна: $2,67 + 8,83 = 11,5$ кг.

При сжигании 1 кг углерода образуется : $44 : 12 = 3,67$ кг CO₂ (здесь 44 – молярная масса CO₂ и 12 – молярная масса углерода).

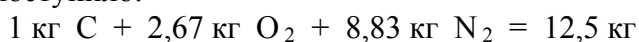
Азот воздуха также перейдёт в продукты горения, при этом их масса составит $3,67 + 8,83 = 12,5$ кг.

Это количество воздуха в объёмных единицах получают делением массы воздуха на его плотность ($1,293 \text{ кг} / \text{м}^3$).

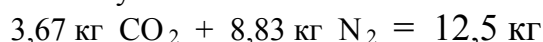
Проверим расчёт материальным балансом горения (МБГ).

МБГ – частный случай закона сохранения массы веществ, по которому масса веществ, вступающих в реакцию горения, должна быть равна массе веществ, полученных в результате горения.

Для сжигания поступило:

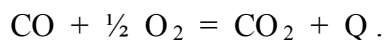


В результате сжигания получено:



Таким образом, приход равен расходу.

Б) Рассчитаем количество воздуха и продуктов горения при сжигании газообразных горючих веществ:



Т.к. объём 1 моля любого газа при нормальных условиях составляет $22,4 \text{ м}^3$, то для горения $1 \text{ м}^3 \text{ CO}$ необходимо $0,5 \text{ м}^3$ кислорода, в результате чего получают $1 \text{ м}^3 \text{ CO}_2$. С учётом азота воздуха, переходящего в продукты горения, для сжигания $1 \text{ м}^3 \text{ CO}$ требуется воздуха $0,5 + 0,5 \cdot 3,762 = 2,38 \text{ м}^3$. Количество продуктов горения составляет: $1 + 0,5 \cdot 3,762 = 2,88 \text{ м}^3$. (Величина $3,762 = 79 : 21$ - объёмные % N_2 и O_2 в воздухе).

Пример 2

Расчёт горения твердого топлива

Топливо – уголь донецкий марки «ПЖ». Его состав: $64,1 \% \text{ C}^{\text{P}}$; $3,9 \% \text{ H}^{\text{P}}$; $1,2 \% \text{ N}^{\text{P}}$; $4,3 \% \text{ O}^{\text{P}}$; $3,7 \% \text{ S}^{\text{P}}$; $19,3 \% \text{ A}^{\text{P}}$; $3,5 \% \text{ W}^{\text{P}}$.

Коэффициент расхода (избытка) воздуха $\alpha = 1,35$.

Теплоту сгорания топлива определяем по формуле Менделеева:

$$Q_{\text{н}}^{\text{P}} = 339 \cdot 64,1 + 1030 \cdot 3,9 - 109 (4,3 - 3,7) - 25 \cdot 3,5 = 25597,1 \text{ кДж / кг}.$$

Расчёт представлен в нижеследующей таблице 1 и ведётся на 100 кг угля.

Погрешность в расчёте (невязка баланса) составляет:

$$\Sigma_{\text{прих}} - \Sigma_{\text{расх}} = 1267,47 - 1267,44 = 0,03 \text{ кг или } 0,003 \%$$

Невязка баланса пренебрежимо мала.

$$\begin{aligned} 100 V_{\text{п}} &= 906,776 \text{ м}^3; & V_{\text{п}} &= 9,07 \text{ м}^3 / \text{кг} \\ 100 V_{\text{пр}} &= 947,48 \text{ м}^3; & V_{\text{пр}} &= 9,47 \text{ м}^3 / \text{кг} \end{aligned}$$

Плотность продуктов горения :

$$\rho_{\text{о}_2}^{\text{до}} = \frac{\Sigma_{\text{расх}}}{100 V_{\text{до}_2}} = \frac{1267,44}{947,48} = 1,34 \text{ кг / м}^3.$$

Определяем теплосодержание 1 м^3 продуктов горения:

$$i_{\text{до}_2} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{P}}}{V_{\text{до}_2}} = \frac{25597,1}{9,47} = 2702,7 \text{ кДж / м}^3$$

По таблице «Средняя теплоёмкость газов и теплосодержание продуктов горения в зависимости от температуры» по рассчитанной $i_{\text{до}_2}$ принимаем $t_1 = 1600^\circ\text{C}$.

Затем определяем теплосодержание продуктов горения данного состава при t_1 :

$$\begin{aligned} i_{\text{до}_2} &= 0,01 (12,8 \cdot 2,37 + 5,1 \cdot 1,86 + 0,28 \cdot 2,34 + 5,27 \cdot 1,54 + 76,55 \cdot 1,46) \cdot 1600 = \\ &= 2560 \text{ кДж / м}^3 \end{aligned}$$

Задаёмся $t_2 = 1700^\circ\text{C}$ и находим теплосодержание при этой температуре:

$$\begin{aligned} i_{\text{до}_2} &= 0,01 (12,8 \cdot 2,35 + 5,1 \cdot 1,84 + 0,28 \cdot 2,33 + 5,27 \cdot 1,53 + 76,55 \cdot 1,45) = \\ &= 2737 \text{ кДж / м}^3 \end{aligned}$$

При этом $t_2 - t_1 = 100^\circ\text{C}$. Определяем температуру горения

$$T_{\text{к}} = 1700 - \frac{2737 - 2702,7}{2737 - 2560} \cdot 100 = 1680,1^\circ\text{C}$$

Таблица 1

Топливо				Воздух				Продукты горения						
Состав- ляющие	Масса, кг	М	Кол-во, моли	O ₂	N ₂	Всего		CO ₂	H ₂ O	SO ₂	O ₂	N ₂	Всего	
				моли		моли	м ³	моли					моли	м ³
C ^p	64,1	12	64,1:12= 5,34	5,34	6,297 * 79 : 21 = 23,689 (3,762)	6,297 + 23,689 = 29,986	29,986 * 22,4 = 671,686	5,34				0,043 + 23,689 = 23,732	5,34 + 2,144 + 0,116 + 23,732 = 31,332	31,332 * 22,4 = 701,837
H ^p	3,9	2	3,9:2= 1,95	0,975					1,95					
S ^p	3,7	32	3,7:32= 0,116	0,116						0,116				
O ^p ₂	4,3	32	4,3:32= 0,134	- 0,134										
N ^p ₂	1,2	28	1,2:28= 0,043											
W ^p	3,5	18	3,5:18= 0,194						0,194					
Σ	80,7			6,297	23,689	29,986	671,686	5,34	2,144	0,116		23,732	31,332	701,837
Коэффициент избытка воздуха α = 1,35			моли	x 1,35 = 8,501	x 1,35 = 31,98	x 1,35 = 40,481	x 1,35 = 906,776 (100 V _н)	5,34	2,144	0,116	(1,35-1) x 6,297 = 2,204	x 1,35 = 32,023	x 1,35 = 41,827	x 1,35 = 947,48 (100 V _{дг})
			%	21	79	100		12,8	5,1	0,28	5,27	76,55	100	

Материальный баланс горения:

Поступило в кг:

Получено продуктов горения в кг :

Топлива 100
Воздуха: O₂ = 1,35*6,297*32 = 272,03
N₂ = 1,35*23,689*28 = 895,44

Σ_{прих} = 1267,47

CO₂ = 5,34*44 = 234,96
H₂O = 2,144*18 = 38,59
SO₂ = 0,116*63 = 7,42
N₂ = 32,023*28 = 896,64
O₂ = 2,204*32 = 70,53

Σ = 1248,14

A = 19,3

Σ_{расх} = 1267,44

Пример 3.1

Расчёт горения газообразного топлива

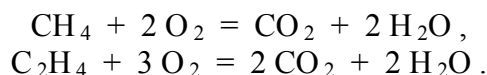
Состав топлива в объёмных % : 97,9 CH_4 ; 0,8 C_2H_4 ; 0,1 CO_2 ; 1,2 N_2 .

Коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,05$.

Определяем теплоту горения (теплотворность) топлива:

$$Q_n = 358 \cdot 97,9 + 590 \cdot 0,8 = 35520,2 \text{ кДж / м}^3.$$

Расчёт, представленный в нижеследующей таблице 2, ведём на 100 молей газа.
Реакции горения газа:



Погрешностью расчёта (0,005 %) можно пренебречь.

Воздух для горения: $V_n = 990,6 : 100 = 9,91 \text{ м}^3 / \text{м}^3$.

Продукты горения: $V_{\text{дг}} = 1095,5 : 100 = 10,95 \text{ м}^3 / \text{м}^3$.

Плотность продуктов горения:

$$\rho_{\text{дг}} = \frac{\sum_{\text{расх}}}{100 V_{\text{дг}} \cdot 22,4} = \frac{30197,72}{100 \cdot 10,95 \cdot 22,4} = 1,23 \text{ кг / м}^3 .$$

Теплосодержание продуктов горения:

$$i_{\text{д}} = Q_n : V_{\text{дг}} = 35520,2 : 10,91 = 3258,7 \text{ кДж / м}^3 .$$

По теплосодержанию дымовых газов определяем (по табл.) температуру горения - 1900°C.

Рассчитываем теплосодержание дымовых газов по химсоставу для этой температуры:

$$i_{\text{д}1} = 0,01(9,13 \cdot 2,42 + 18,1 \cdot 1,93 + 0,9 \cdot 1,57 + 71,87 \cdot 1,48) \cdot 1900 = 3142 \text{ кДж / м}^3 .$$

Определяем теплосодержание дымовых газов при температуре 2000°C:

$$i_{\text{д}2} = 0,01(9,13 \cdot 2,43 + 18,1 \cdot 1,94 + 0,9 \cdot 1,57 + 71,87 \cdot 1,49) \cdot 2000 = 3316 \text{ кДж / м}^3 .$$

Тогда температура горения:

$$T_{\kappa} = 2000 - \frac{3316 - 3258,7}{3316 - 3142} \cdot 100 = 1967^\circ\text{C} .$$

Пример 3.2

Расчёт расхода воздуха и выхода дымовых газов на 100 м³ природного газа

Расчёт приведён в нижеследующей таблице 3.

В соответствии с расчётом расход сухого воздуха:

$$100 V_{\text{в}} = 1123,1 ; \quad V_{\text{в}} = 11,231 \text{ нм}^3 .$$

При влажности воздуха в 1% или $d = 10 \text{ г / кг}$ сухого воздуха расход воздуха составит: $V_{\text{в}} = 1,016 \cdot 11,231 = 11,41 \text{ нм}^3 / \text{нм}^3 \text{ газа} .$

Количество дымовых газов, образовавшихся при горении:

$$100 V_{\text{дг}} = 1225,81 ; \quad V_{\text{дг}} = 12,258 \text{ нм}^3 / \text{нм}^3 \text{ газа} .$$

Теплотворная способность газа:

$$Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 358,2 \cdot 90,6 + 637,5 \cdot 2,5 + 912,5 \cdot 0,8 + 1186,5 \cdot 0,4 = 35260 \text{ кДж / нм}^3 .$$

Топливо			Воздух, м ³			Продукты горения, м ³				
Составляющие	Содержание, %	Количество, м ³	O ₂	N ₂	Всего	CO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂	Всего
CH ₄	97,9	97,9	CH ₄ * 2 = 195,8	198,2 * 3,76 = 745,23	198,2 + 745,2 = 943,43	CH ₄ * 1 = 97,9	CH ₂ * 2 = 195,8		745,23 + 1,2	99,6 + 197,4 + + 746,43 = = 1043,43
C ₂ H ₄	0,8	0,8	C ₂ H ₄ * 3 = 2,4			C ₂ H ₄ * 2 = 1,6	C ₂ H ₄ * 2 = 1,6			
CO ₂	0,1	0,1				0,1				
N ₂	1,2	1,2								
Σ	100	100	198,2	745,23	943,43	99,6	197,4		746,43	1043,43
Коэффициент избытка воздуха	α = 1,0	состав, %	21	79	100	9,55	18,92		71,53	100
	α = 1,05	кол-во, м ³	208,11	782,49	990,6	99,6	197,4	198,2*0,05 9,91	745,23*1,05 782,49	1043,43*1,05 1095,5
воздуха	α = 1,05	состав, %	21	79	100	9,13	18,10	0,90	71,87	100

Материальный баланс горения:

Поступило:

Газа – 100 молей, в т.ч. в кг:

$$\text{CO}_2 = 0,1 * 44 = 4,4$$

$$\text{CH}_4 = 97,9 * 16 = 1566,4$$

$$\text{C}_2\text{H}_4 = 0,8 * 28 = 22,4$$

$$\text{N}_2 = 1,2 * 28 = 33,6$$

$$1626,8$$

Воздуха, в т.ч. :

$$\text{O}_2 = 208,11 * 32 = 6659,52$$

$$\text{N}_2 = 782,49 * 28 = 21909,72$$

$$\Sigma_{\text{прих}} = 1626,8 + 6659,52 + 21909,72 = 30196,04$$

Получено:

Продуктов горения в кг:

$$\text{CO}_2 = 99,6 * 44 = 4382,4$$

$$\text{H}_2\text{O} = 197,4 * 18 = 3553,2$$

$$\text{O}_2 = 9,91 * 32 = 317,12$$

$$\text{N}_2 = 783,75 * 28 = 21945,0$$

$$\Sigma_{\text{расх}} = 30197,72$$

$$\text{Невязка баланса: } 30197,72 - 30196,04 = 1,68 \text{ или } 0,005 \%$$

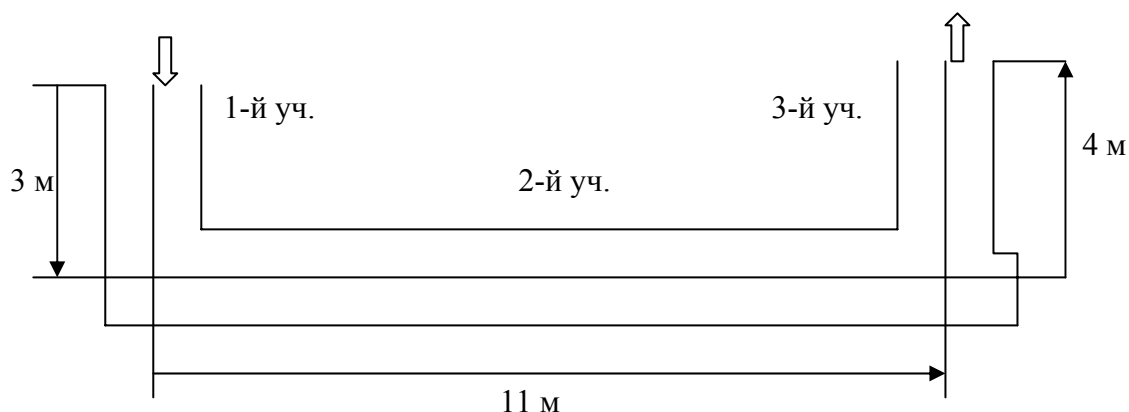
Таблица 3

Состав газа		Требуется кислорода для горения	Расчёт горения	Продукты горения, нм ³				
Компо- нент	Кол-во, нм ³			CO ₂	O ₂	H ₂ O	N ₂	Всего
CH ₄	90,6	181,2	$\text{CH}_4 + 2 \text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2 \text{H}_2\text{O}$	90,6		181,2		271,8
C ₂ H ₆	2,5	8,75	$\text{C}_2\text{H}_6 + 3,5 \text{O}_2 \rightarrow 2 \text{CO}_2 + 3 \text{H}_2\text{O}$	5,0		7,5		12,5
C ₃ H ₈	0,8	4,0	$\text{C}_3\text{H}_8 + 5 \text{O}_2 \rightarrow 3 \text{CO}_2 + 4 \text{H}_2\text{O}$	2,4		3,2		5,6
C ₄ H ₁₀	0,4	2,6	$\text{C}_4\text{H}_{10} + 6,5 \text{O}_2 \rightarrow 4 \text{CO}_2 + 5 \text{H}_2\text{O}$	1,6		2,0		3,6
CO ₂	0,3			0,3				0,3
N ₂	4,4						4,4	4,4
H ₂ O	1,0					1,0		1,0
								Σ = 299,2
Всего требуется кислорода при α = 1		196,55	Вводится воздуха с этим количеством кислорода: $196,55 : 0,21 = 935,9$ в т.ч. азота: $935,9 - 196,55 = 739,4$				739,4	739,4
			Итого, в нм ³ / 100 нм ³ газа	99,9		194,9	743,8	1038,6
			в %	9,62		18,76	71,62	100,0
При α = 1,2		39,31			39,31			39,3
Итого вводится кислорода		235,86	Общий расход воздуха: $235,86 : 0,21 = 1123,1$; в т.ч. азота : $1123,1 - 235,86 = 887,3$				887,3	887,3
			Итого, в нм ³ / 100 нм ³ газа	99,9	39,31	194,9	891,7	1225,81
			в %	8,15	3,21	15,9	72,74	100,0

Пример 4

Определение потеряннго давления

Определить суммарную величину потерь давления при движении дымовых газов по кирпичному каналу одинакового сечения, если площадь канала $F = 1,02 \text{ м}^2$; скорость дымовых газов $\omega_0 = 1,8 \text{ м/с}$; плотность дымовых газов $\rho_0^r = 1,23 \text{ кг/м}^3$; плотность окружающего воздуха $\rho_0^b = 1,29 \text{ кг/м}^3$; температура дымовых газов на входе в канал $t_1^r = 800^\circ\text{C}$; падение температуры дымовых газов на 1 м длины канала составляет 1°C .



Суммарную величину потерь давления определяют величинами потерь давления на вход дымовых газов в канал, преодоление геометрического давления при опускании дымовых газов на 1-ом участке, поворот дымовых газов под углом 90° из 1-го участка во 2-ой, поворот под углом 90° при переходе газов из 2-го участка в 3-й, выход газов из канала, трение газов о стенки канала, на преодоление геометрического давления на 3-ем участке (это давление способствует продвижению дымовых газов).

Вследствие того, что снижение температуры дымовых газов при движении по каналу незначительно, при расчёте используем одно значение усреднённой температуры газов: $t_{cp}^r = (t_1^r + t_2^r) : 2$, где t_2^r – температура дымовых газов при выходе из канала: $t_2^r = t_1^r - 1 * L$, здесь $L = 18 \text{ м}$ – длина канала ($3 + 11 + 4$).

Определяем: $t_2^r = 800 - 1 * 18 = 782^\circ\text{C}$. $t_{cp}^r = (800 + 782) : 2 = 791^\circ\text{C}$.

Плотность дымовых газов при t_{cp}^r :

$$\rho_i^r = \frac{\rho_0^r}{1 + \frac{t_{cp}^r}{273}} = \frac{1,23}{1 + \frac{791}{273}} = 0,317 \text{ кг/м}^3.$$

Динамическое давление дымовых газов:

$$\frac{\omega_0^2}{2} \rho_i^r (1 + \alpha \cdot t_{cp}^r) = \frac{1,8^2}{2} \cdot 1,23 \left(1 + \frac{791}{273}\right) = 7,76 \text{ Н/м}^2.$$

Гидравлический диаметр канала:

$$S = 0,85 * 2 + 1,2 * 2 = 4,1 \text{ м}; \quad d_{\text{гидр}} = 4 * F : S = 4 * 1,02 : 4,1 = 0,99 \text{ м}.$$

Определяем перечисленные потери давления дымовых газов, пользуясь таблицей для коэффициентов ξ .

Потери давления:

- на входе при $\xi = 1$ $h_{\text{вх}} = \xi \frac{\omega_0^2}{2} \rho_i^r (1 + \alpha t_{cp}^r) = 1 * 7,76 = 7,76 \text{ Н/м}^2.$

- на преодоление геометрического давления на 1-ом участке

$$h_{\text{геом } 1} = H (\rho_0^B - \rho_t^r) g = 3 (1,29 - 0,317) 9,81 = 28,64 \text{ Н / м}^2.$$
- на повороте из 1-го участка во 2-ой при $\xi = 1$

$$h_{\text{пов } 1-2} = \xi \frac{\omega_0^2}{2} \rho_0^c (1 + \alpha t_i^c) = 1 * 7,76 = 7,76 \text{ Н / м}^2.$$
- на повороте из 2-го участка в 3-ий при $\xi = 2$

$$h_{\text{пов } 2-3} = \xi \frac{\omega_0^2}{2} \rho_0^c (1 + \alpha t_{cp}^c) = 2 * 7,76 = 15,52 \text{ Н / м}^2.$$
- на выходе газов из канала при $\xi = 1$

$$h_{\text{вых}} = \xi \frac{\omega_0^2}{2} \rho_0^c (1 + \alpha t_{cp}^c) = 1 * 7,76 = 7,76 \text{ Н / м}^2.$$
- на трение о стенки канала

$$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{L}{d_{\text{зидр}}} \cdot \frac{\omega_0^2}{2} \rho_0^c (1 + \alpha t_{cp}^c) = 0,05 \frac{18}{0,99} 7,76 = 7,06 \text{ Н / м}^2.$$
- на геометрическое давление на 3-ем участке

$$h_{\text{геом } 3} = H (\rho_0^B - \rho_t^r) g = 4 (1,29 - 0,317) 9,81 = 38,18 \text{ Н / м}^2.$$

Суммарная величина потерь давления в газовом тракте:

$$\Sigma h_{\text{пот}} = h_{\text{вх}} + h_{\text{геом } 1} + h_{\text{пов } 1-2} + h_{\text{пов } 2-3} + h_{\text{вых}} + h_{\text{тр}} - h_{\text{геом } 3} =$$

$$7,76 + 28,64 + 7,76 + 15,52 + 7,76 + 7,06 - 38,18 = 36,32 \text{ Н / м}^2.$$

Пример 5.1

Расчёт дымовой трубы

Определить высоту кирпичной дымовой трубы, если известны: удельный расход дымовых газов $\nu_0 = 9,52 \text{ м}^3 / \text{с}$, суммарные потери давления до трубы $\Sigma h_{\text{пот}} = 270 \text{ Н / м}^2$, температура дымовых газов у основания трубы $t_1^r = 550^\circ\text{C}$, скорость дымовых газов на выходе из трубы $\omega_{02} = 3 \text{ м / с}$, плотность дымовых газов $\rho_0^r = 1,22 \text{ кг / м}^3$, плотность окружающего воздуха $\rho_0^B = 1,29 \text{ кг / м}^3$.

Площадь сечения устья трубы: $f_y = \frac{\nu_0}{\omega_{02}} = \frac{9,52}{3} = 3,17 \text{ м}^2.$

Диаметр устья трубы: $d_y = \sqrt{\frac{4f_y}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,17}{3,14}} = 2,01 \text{ м}.$

Ориентировочная высота трубы: $H' = 25 d_y = 25 * 2,01 = 50,2 \text{ м}.$

Диаметр основания трубы: $d_{\text{осн}} = 1,5 d_y = 1,5 * 2,01 = 3,01 \text{ м}.$

Площадь основания: $f_{\text{осн}} = 3,14 * 3,01^2 : 4 = 7,136 \text{ м}^2.$

Скорость дымовых газов у основания трубы: $\omega_{01} = \nu_0 : f_{\text{осн}} = 9,52 : 7,136 = 1,334 \text{ м/с}$

Средняя скорость дымовых газов в трубе: $\omega_{0cp} = (1,334 + 3,0) : 2 = 2,172 \text{ м / с}.$

Средний диаметр трубы: $d_{cp} = (2,01 + 3,01) : 2 = 2,51 \text{ м}.$

Температура дымовых газов на выходе из трубы:

$$t_2^r = t_1^r - 1,5 \cdot H = 550 - 1,5 * 50,2 = 474,7^\circ\text{C}.$$

Средняя температура дымовых газов в трубе :

$$t_{cp}^r = (t_1^r + t_2^r) : 2 = (550 + 474,7) : 2 = 512,3^\circ\text{C}.$$

Потери давления газов из-за сужения трубы:

$$\frac{\omega_{02}^2 - \omega_{01}^2}{2} \rho_0^e (1 + \alpha t_{cp}^e) = \frac{3^2 - 1,334^2}{2} \cdot 1,22 \left(1 + \frac{512,3}{273}\right) = 12,665 \text{ Н / м}^2.$$

Потери давления на выходе газов из трубы:

$$\frac{\omega_{02}^2}{2} \rho_0^e (1 + \alpha t_2^e) = \frac{3^2}{2} 1,22 \left(1 + \frac{474,7}{273}\right) = 15,036 \text{ Н / м}^2.$$

Среднее динамическое давление дымовых газов в трубе:

$$\frac{\omega_{02}^2}{2} \rho_0^e (1 + \alpha t_{cp}^e) = \frac{2,172^2}{2} 1,22 \left(1 + \frac{512,3}{273}\right) = 8,278 \text{ Н / м}^2.$$

Средняя плотность дымовых газов в трубе:

$$\rho_t^e = \frac{\rho_0^e}{1 + \alpha t_{cp}^e} = \frac{1,22}{1 + \frac{512,3}{273}} = 0,421 \text{ кг / м}^3.$$

Высота трубы:

$$1,3 * 270 = H (1,29 - 0,421) 9,81 - 12,665 - 15,036 - 0,05 * H * 8,278.$$

Отсюда: $H = 45,3 \text{ м}.$

Принимаем $H = 50 \text{ м}.$ ($50 - 45,3 = 4,7 \text{ м}$ присовокупим к запасу тяги. Общий коэффициент запаса при высоте трубы в 50 м составит $1,44$).

Пример 5.2

К расчёту дымовой трубы

Дымовые газы из печной установки, расположенной в Санкт-Петербурге, отводятся через дымовую трубу высотой $19 \text{ м}.$ Состав дымовых газов (в объёмных %): $\text{CO}_2 - 12,7$; $\text{O}_2 - 4,9$; $\text{N}_2 - 77,5$; $\text{H}_2\text{O} - 4,9$. Площадь сечения дымовой трубы равна площади сечения горизонтального газохода. Средняя температура газов в газоходе и дымовой трубе $250^\circ\text{C}.$ Найти скорость газов, если сумма сопротивлений газохода и дымовой трубы:

$$\frac{\lambda_g L_g}{d_g} + \frac{\lambda_m H}{d} + \Sigma \xi = 27,3,$$

где λ_g и λ_m - коэффициенты трения, L_g - длина газохода, d_g - эквивалентный (гидравлический) диаметр газохода, d - внутренний диаметр дымовой трубы, H - высота трубы, $\Sigma \xi$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений.

Плотность дымовых газов при нормальных условиях:

$$\rho_{r0}^r = M : 22,4 = (44 * 0,127 + 32 * 0,049 + 28 * 0,775 + 18 * 0,049) : 22,4 = 1,328 \text{ кг / м}^3.$$

Плотность газа при $250^\circ\text{C}:$

$$\rho_t^e = \rho_0^e \frac{T_0}{T} = 1,328 \frac{273}{273 + 250} = 0,693 \text{ кг / м}^3.$$

В летних условиях средняя температура воздуха в Санкт-Петербурге – $17,5^\circ\text{C}.$ Плотность воздуха при этой температуре :

$$\rho_t^6 = 1,293 \frac{273}{273 + 17,5} = 1,216 \text{ кг / м}^3.$$

По уравнению Бернулли (если плоскость отсчёта проведена на уровне газохода):

$$P'_{\text{бар}} + \rho_t^r \cdot \omega : 2 = P''_{\text{бар}} + \rho_t^r \cdot \omega : 2 + \rho_t^r \cdot g \cdot H + \Delta P_{\text{пот}}$$

где $P'_{\text{бар}}$ - барометрическое давление на уровне горизонтального газохода; $P''_{\text{бар}}$ - барометрическое давление у верхнего края (устья) дымовой трубы; ω - скорость дымовых газов; H - высота дымовой трубы; $\Delta P_{\text{пот}}$ - суммарные потери давления (суммарное сопротивление газохода и дымовой трубы).

В левой части этого уравнения подразумевается сечение в начале газохода, в правой части – сечение устья трубы.

Барометрическое давление на уровне горизонтального газохода:

$$P'_{\text{бар}} = P''_{\text{бар}} + \rho^b g H.$$

Подставив это в уравнение Бернулли, получим: $\Delta P_{\text{пот}} = (\rho^b - \rho^r) g H$.

Сопротивление газохода и дымовой трубы:

$$\Delta P_{\text{пот}} = \left(\frac{\lambda_z L_z}{d_z} + \frac{\lambda_m H}{d} + \Sigma \xi \right) \frac{\rho_z \omega^2}{2} = 27,3 \frac{\rho_z \omega^2}{2}.$$

Следовательно $27,3 * \rho^r * \omega^2 : 2 = (\rho^b - \rho^r) * g * H$. Отсюда:

$$27,3 \frac{0,693 * \omega^2}{2} = (1,216 - 0,693) 9,81 * 19.$$

Таким образом, скорость газов в газоходе и дымовой трубе в летних условиях:

$$\omega = 3,2 \text{ м / с}.$$

Аналогично проделав расчёт, можно установить, что для зимних условий (средняя температура : $-7,7^\circ\text{C}$) $\omega = 3,5 \text{ м / с}$.

Пример 6

Подбор дымососа

Подобрать дымосос (вентилятор) для удаления из печной установки продуктов горения при температуре 150°C в количестве $1,4 \text{ м}^3 / \text{с}$ при нормальных условиях, если необходимое отрицательное давление (напор) составляет 2300 Па .

Так как объёмный расход воздуха вентилятором даётся для нормальных условий, приведём его к условиям задачи, т.е. для температуры 150°C :

$$v_{150} = v_0 \left(1 + \frac{t}{273} \right) = 1,4 \left(1 + \frac{150}{273} \right) = 2,2 \text{ м}^3 / \text{с} \quad \text{или} \quad 2,2 * 3600 = 7930 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

Для дальнейшего расчёта и использования номограмм принимаем объёмный расход дымовых газов - $8000 \text{ м}^3 / \text{ч}$.

Разрежение, создаваемое дымососом, также пересчитываем для условий задачи:

$$P = P_t \left(\frac{t + 273}{20 + 273} \right) = 2300 \left(\frac{150 + 273}{293} \right) = 3320 \text{ Па}.$$

По этим параметрам v_{150} и P и будем подбирать вентилятор. Данный напор могут обеспечить только вентиляторы серии ВВД. По соответствующей номограмме от точек пересечения линии объёма $8000 \text{ м}^3/\text{ч}$ с линиями вентиляторов № 8, № 9 и № 11 поднимаемся вверх до пересечения этих перпендикуляров с кривыми КПД на уровне горизонтали, соответствующей напору 3320 Па (Н/м^2). Можно увидеть, что наиболь-

ший КПД (η_v) - 0,565 соответствует вентилятору № 11. При этом для него число $A = 11800$; это значит, что число оборотов вентилятора составит $n = A : N_0 = 11800 : 11 = 1070$ об/мин. Скорость газов в выходном отверстии составит ~ 30 м/с.

Чтобы выбрать необходимый электродвигатель для вентилятора, определяем потребляемую мощность на валу электродвигателя при соединении его с вентилятором эластичной муфтой ($\eta_{пр} = 0,98$):

$$N = \frac{v_t P}{3600 \cdot 102 \cdot g \cdot \eta_v \cdot \eta_{пр}} = \frac{8000 \cdot 3320}{3600 \cdot 102 \cdot 9,81 \cdot 0,565 \cdot 0,98} = 13,3 \text{ кВт}.$$

Установочная мощность двигателя должна быть

$$N_{уст} = 1,1 \cdot N = 1,1 \cdot 13,3 = 14,6 \text{ кВт}.$$

Пример 7

Передача тепла через однослойную стенку

Определить тепловой поток через плоскую однослойную стенку. Материал стенки - шамот, толщина $S = 0,35$ м, оцениваемая площадь стенки $F = 2 \text{ м}^2$, температура с одной стороны стенки $t_1 = 1000^\circ\text{C}$, с другой стороны стенки $t_2 = 250^\circ\text{C}$.

Средняя температура стенки: $t_{ср} = (t_1 + t_2) : 2 = (1000 + 250) : 2 = 625^\circ\text{C}$.

По таблицам (или графикам – см. рис. определяем теплопроводность шамота при температуре 625°C :

$$\lambda = 0,84 + 0,0006 \cdot t = 0,84 + 0,0006 \cdot 625 = 1,215 \text{ Вт/м} \cdot ^\circ\text{C}.$$

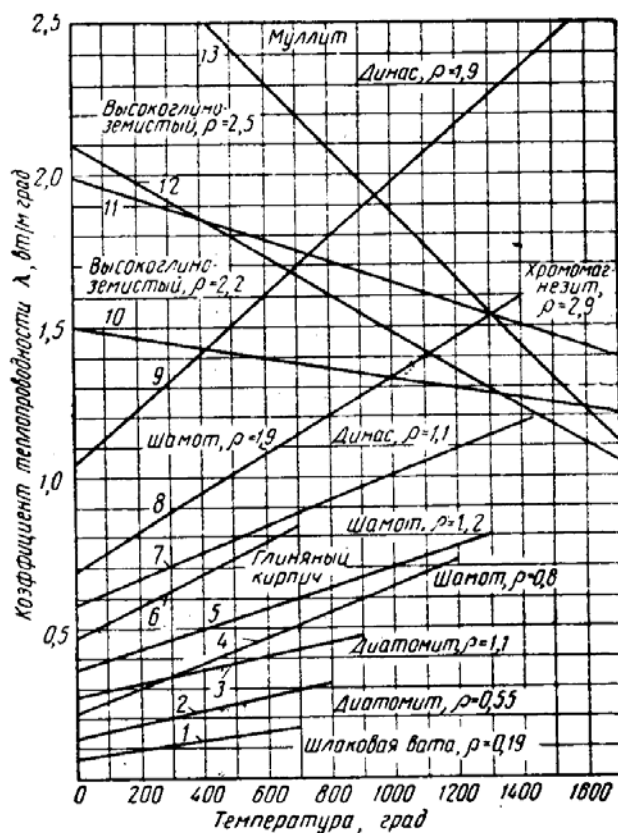


Рис. 32.

Коэффициент теплопроводности огнеупорных материалов

(1 – шлаковая вата, $\rho = 0,19$; 2 – диатомит, $\rho = 0,55$; 3 – шамот, $\rho = 0,8$; 4 – диатомит, $\rho = 1,1$; 5 – шамот, $\rho = 1,2$; 6 – глиняный кирпич, $\rho = 1,8$; 7 – динас, $\rho = 1,1$; 8 – шамот, $\rho = 1,9$; 9 – динас, $\rho = 1,9$; 10 – высокоглинозёмистый, $\rho = 2,2$; 11 – хромомагnezит, $\rho = 2,9$; 12 – высокоглинозёмистый, $\rho = 2,5$; 13 – муллит, $\rho = 2,2 - 2,9$)

Поверхностная плотность теплового потока в Вт/м^2 :

$$q = \frac{\lambda}{S} (t_1 - t_2) = \frac{1.215}{0.35} (1000 - 250) = 2250.$$

Тепловой поток через стенку: $Q = q F = 2250 * 2 = 4500 \text{ Вт}$ или $4,5 \text{ кВт}$.

Пример 8.1

Тепловой поток через многослойную стенку

Определить поверхностную плотность теплового потока через плоскую трёхслойную стенку и температуру на границах слоёв.

Внутренний слой стенки из шамота толщиной $S_1 = 0,23 \text{ м}$; $\lambda = 1,2 \text{ Вт/м} \cdot \text{град}$. Средний слой из диатомита: $S_2 = 0,115 \text{ м}$; $\lambda = 0,15 \text{ Вт/м} \cdot \text{град}$. Внешний слой из шлаковой ваты: $S_3 = 0,05 \text{ м}$; $\lambda = 0,07 \text{ Вт/м} \cdot \text{град}$. Температура внутренней поверхности стенки 800°C , внешней - 50°C .

Поверхностная плотность теплового потока через стенку:

$$q = \frac{1}{\frac{S_1}{\lambda_1} + \frac{S_2}{\lambda_2} + \frac{S_3}{\lambda_3}} (t_1 - t_4) = \frac{1}{\frac{0.23}{1.2} + \frac{0.115}{0.15} + \frac{0.05}{0.07}} (800 - 50) = 448 \text{ Вт / м}^2.$$

Температуру на границе шамотного и диатомитового слоёв определяем по формуле:

$$t_2 = t_1 - q \frac{S_1}{\lambda_1} = 800 - 448 \frac{0.23}{1.2} = 714^\circ\text{C}.$$

Температура на границе диатомита и шлаковой ваты:

$$t_3 = t_2 - q \frac{S_2}{\lambda_2} = 714 - 448 \frac{0.115}{0.15} = 371^\circ\text{C}.$$

Пример 8.2

По условиям предыдущего примера оценить, за счёт какого слоя целесообразнее сохранить температуру внешней поверхности стенки при повышении температуры внутренней поверхности до 900°C .

Поскольку по условию q остаётся равной 448 Вт / м^2 , то

$$\frac{S_1}{\lambda_1} + \frac{S_2}{\lambda_2} + \frac{S_3}{\lambda_3} = \frac{t_1 - t_4}{q} = \frac{900 - 50}{448} = 1.897.$$

Тогда новые значения толщины слоёв:

$$\frac{S_1}{\lambda_1} = 1.897 - \frac{S_2}{\lambda_2} - \frac{S_3}{\lambda_3} = 0.4163 \text{ и } S_1^{\text{н}} = 0.4163 * 1.2 = 0.499 \text{ м}.$$

$$\frac{S_2}{\lambda_2} = 1.897 - \frac{S_3}{\lambda_3} - \frac{S_1}{\lambda_1} = 0.9913 \quad \text{и} \quad S^H_2 = 0.9913 * 0.15 = 0.149 \text{ м}.$$

$$\frac{S_3}{\lambda_3} = 1.897 - \frac{S_1}{\lambda_1} - \frac{S_2}{\lambda_2} = 0.9389 \quad \text{и} \quad S^H_3 = 0.9389 * 0.07 = 0.066 \text{ м}.$$

Таким образом, увеличение температуры t_1 до 900°C потребует увеличения толщины либо слоя шамота в $0.499 : 0.23 = 2.17$ раз; либо слоя диатомита в $0.149 : 0.115 = 1.29$ раз; либо слоя шлаковой ваты в $0.066 : 0.05 = 1.32$ раза, чтобы температура t_4 осталась равной 50°C . Из этих результатов видно, какой из слоёв целесообразно менять, чтобы выполнить задание.

Пример 9.1

Теплопередача через стенку

Определить поверхностную плотность теплового потока через плоскую трёхслойную стенку, если температура газов в печи 1000°C , температура окружающей среды 25°C ; $\alpha_1 = 200 \text{ Вт/м}^2 \text{ град}$, $\alpha_2 = 20 \text{ Вт/м}^2 \text{ град}$. Внутренний слой стенки выполнен из пеношамотного легковеса: $S_1 = 0.23 \text{ м}$, $\lambda_1 = 0.4 \text{ Вт/м град}$; средний слой из диатомита: $S_2 = 0.23 \text{ м}$, $\lambda_2 = 0.15 \text{ Вт/м град}$; внешний слой из шлаковой ваты: $S_3 = 0.1 \text{ м}$, $\lambda_3 = 0.07 \text{ Вт/м град}$.

Определить температуры между слоями и обеих поверхностей стенки.

Общий коэффициент теплопередачи через стенку:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{S_1}{\lambda_1} + \frac{S_2}{\lambda_2} + \frac{S_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{200} + \frac{0.23}{0.4} + \frac{0.23}{0.15} + \frac{0.05}{0.07} + \frac{1}{20}} = 0.2784 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}.$$

Поверхностная плотность теплового потока:

$$q = K (t_1 - t_D) = 0.2784 (1000 - 25) = 271.4 \text{ Вт/м}^2.$$

Температура внутренней поверхности стенки:

$$q = \alpha_1 (t_1 - t_2)$$

Тогда $t_2 = t_1 - q : \alpha_1 = 1000 - 271.4 : 200 = 998.6^\circ\text{C}$.

Температура на границе шамота и диатомита:

$$t_3 = t_2 - q * S_1 : \lambda_1 = 998.6 - 271.4 * 0.23 : 0.4 = 842.5^\circ\text{C}$$

Температура на границе диатомита и шлаковой ваты:

$$t_4 = t_3 - q * S_2 : \lambda_2 = 842.5 - 271.4 * 0.23 : 0.15 = 426.3^\circ\text{C}.$$

Температура внешнего слоя стенки:

$$t_5 = t_4 - q * S_3 : \lambda_3 = 426.3 - 271.4 * 0.1 : 0.07 = 38.6^\circ\text{C}.$$

Пример 9.2

Теплопередача через стенку

Стенка печи состоит из двух слоёв: огнеупорного кирпича ($S_1 = 500 \text{ мм}$) и строительного кирпича ($S_2 = 250 \text{ мм}$). Температура внутри печи 1300°C , температура окружающего воздуха 25°C .

Определить: а) потери теплоты с 1 м^2 поверхности стенки и б) по температуре между слоями (t_3) возможность использования строительного кирпича (допустимая для него до 800°C).

Коэффициент теплоотдачи от печных газов к стенке $\alpha_1 = 37,8$; а от стенки к воздуху $\alpha_2 = 16,2 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$. Коэффициенты теплопроводности огнеупора $\lambda_1 = 1,16$ и строительного кирпича $\lambda_2 = 0,58 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$.

А) Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{S_1}{\lambda_1} + \frac{S_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{34,8} + \frac{0,5}{1,16} + \frac{0,25}{0,58} + \frac{1}{16,2}} = 1,05 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Потери теплоты с 1 м^2 поверхности стенки:

$$q = K (t_1 - t_5) = 1,05 (1300 - 25) = 1340 \text{ Вт/м}^2.$$

Б) Поскольку

$$q = \frac{t_1 - t_3}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{S_1}{\lambda_1}}; \quad q = \alpha_1 (t_1 - t_2) = \frac{\lambda_1}{S_1} (t_2 - t_3).$$

Отсюда

$$t_2 = t_1 - \frac{q}{\alpha_1} = 1300 - \frac{1340}{34,8} = 1261^\circ\text{C}.$$

$$t_3 = t_2 - \frac{q \cdot S_1}{\lambda_1} = 1261 - \frac{1340 \cdot 0,5}{1,16} = 684^\circ\text{C}.$$

Следовательно, применение строительного кирпича в этом случае допустимо.

Пример 10

Определить расход воздуха, а также расход и необходимое давление греющего пара для непрерывно-действующей противоточной сушилки, работающей по нормальному сушильному варианту.

Производительность сушилки по влажному материалу - $G = 350 \text{ кг/ч}$.

Начальная влажность материала $u_n = 42 \%$.

Конечная влажность материала $u_k = 11 \%$.

Температура материала, поступающего на сушку $\theta_1 = 18^\circ\text{C}$.

Температура материала после сушки $\theta_2 = 47^\circ\text{C}$.

Характеристика состояния воздуха:

- до калорифера - $t_0 = 15^\circ\text{C}$; $\varphi_0 = 70 \%$.

- после сушилки - $t_2 = 45^\circ\text{C}$; $\varphi_2 = 60 \%$.

Удельная теплоёмкость высушенного

$$(u_k = 11\%) \text{ материала } c_k = 2,35 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}.$$

Масса транспортирующего устройства

$$(\text{стальной транспортёр}) G_{\text{тр}} = 600 \text{ кг}.$$

Тепловые потери сушилки и калорифера в окружающую среду $Q_{\text{пот}} = 12 \%$ от суммы всех слагаемых теплового баланса

Влажность греющего пара - 6% .

Количество влаги, которая должна быть испарена в сушилке :

$$W = G \frac{u_n - u_k}{100 - u_k} = 350 \frac{42 - 11}{100 - 11} = 122 \text{ кг / ч .}$$

По диаграмме $I - d$ находим влагосодержание и энтальпию воздуха до калорифера и воздуха, выходящего из сушилки : $d_0 = 0,0077$ и $d_2 = 0,038$ г / кг сух.воз.; $I_0 = 35$ и $I_2 = 145$ кДж / кг .

Расход сухого воздуха в сушилке на испарение W кг/ч влаги:

$$V = \frac{W}{d_2 - d_0} = \frac{122}{0.038 - 0.0077} = 4030 \text{ кг / ч .}$$

Расход теплоты в теоретической сушилке:

$$Q_n = V (I_2 - I_0) = \frac{4030 (145 \cdot 10^3 - 35 \cdot 10^3)}{3600} = 123000 \text{ Вт.}$$

В действительной сушилке теплота расходуется на подогрев материала:

$$G_k c_k (\theta_2 - \theta_1) = \frac{(350 - 122) \cdot 2,35 \cdot 10^3 (47 - 18)}{3600} = 4300 \text{ Вт .}$$

а также на нагрев транспортных устройств :

$$G_{mp} c_{mp} (\theta_2 - \theta_1) = \frac{600 \cdot 0,5 \cdot 10^3 (47 - 18)}{3600} = 2420 \text{ Вт,}$$

где $0,5 \cdot 10^3$ - удельная теплоёмкость стали , Дж / кг · К [] .

Из общего количества теплоты, которое необходимо подать в сушилку, надо вычесть количество теплоты, вносимое влагой, находящейся во влажном материале:

$$W \theta_1 c_v = 122 \cdot 18 \cdot 4,19 \cdot 10^3 : 3600 = 2560 \text{ Вт .}$$

Тогда общее количество теплоты, которое должно быть подведено в калорифер, с учётом потерь в окружающую среду, составит:

$$Q = (123000 + 4300 + 2420 - 2560) 1,12 = 142500 \text{ Вт .}$$

Сравнивая расходы теплоты в теоретической и действительной сушилках, можно увидеть, что в последней расход теплоты выше на 15,8 % .

Поскольку $Q = V (I_1 - I_0) = 142500 \text{ Вт}$, то

$$I_1 - I_2 = \frac{Q}{V} = \frac{142500 \cdot 3600}{4030} = 127,5 \cdot 10^3 \text{ Дж / кг с.в.}$$

Следовательно:

$$I_1 = 127,5 + I_0 = 127,5 + 35 = 162,5 \text{ кДж / кг с.в.}$$

Этому значению I_1 соответствует температура воздуха после калорифера $t_1 = 138^\circ\text{C}$ (по диаграмме $I - d$).

Принимаем разность температур греющего пара и воздуха на выходе из калорифера: $\Delta t = t_{г.п.} - t_1 = 10^\circ\text{C}$ или 10 К.

Тогда $t_{г.п.} = 138 + 10 = 148^\circ\text{C}$, чему соответствует необходимое давление греющего пара $P_{абс} \sim 0,461 \text{ МПа}$ или $4,7 \text{ кгс/см}^2$ (таблица LVI).

Расход греющего пара:

$$G_{г.п.} = \frac{Q}{r \cdot d'} = \frac{142500}{2122 \cdot 10^3 \cdot 0.94} = 0.0715 \text{ кг / с} = 257 \text{ кг / ч} ,$$

где $r = 2122 \text{ кДж / кг}$ - удельная теплота конденсации греющего пара при 148°C (таблица LVI); d' - паросодержание греющего пара.

Удельный расход греющего пара:

$$g = \frac{G_{г.п.}}{W} = \frac{257}{122} = 2,1 \text{ кг греющего пара / кг испарённой влаги .}$$

Пример 11

О сушке

Определить расход воздуха и теплоты при высушивании 1 т/ч влажного материала от $u_n = 50\%$ до $u_k = 6\%$ (считая на общую массу) в теоретической сушилке работающей:

- А) по нормальному сушильному варианту (нагрев воздуха до 140°C);
- Б) по варианту с промежуточным подогревом (считая, что воздух в калориферах подогревается до 100°C);

В) по варианту с рециркуляцией 80% отработанного воздуха.

Параметры атмосферного воздуха: $t_0 = 25^\circ\text{C}$; $d_0 = 0,0095$ кг / кг с.в. Параметры отработанного воздуха: $t_2 = 60^\circ\text{C}$; $d_2 = 0,041$ кг / кг с.в.

Сравнить также потенциалы сушки для этих вариантов.

Примечание:

Движущая сила процесса сушки выражается через **потенциал сушки** – разность температур воздуха t и поверхности влажного материала, которая принимается равной температуре мокрого термометра t_m : $\chi = t - t_m$.

Средняя движущая сила:

$$\chi_{cp} = \frac{\chi_1 - \chi_2}{2,3 \lg \left(\frac{\chi_1}{\chi_2} \right)},$$

где $\chi_1 = t_1 - t_m$; $\chi_2 = t_2 - t_m$.

Определяем количество испарённой при сушке влаги:

$$W = G_n \frac{u_n - u_k}{100 - u_k} = 1000 \frac{50 - 6}{100 - 6} = 468 \text{ кг / ч}.$$

А) Нормальный сушильный вариант:

Удельный расход сухого воздуха:

$$\nu = \frac{1}{d_2 - d_0} = \frac{1}{0,041 - 0,0095} = 31,8 \text{ кг / кг испар. Влаг.}.$$

Общий расход сухого воздуха: $V = \nu \cdot W = 31,8 \cdot 468 = 14900 \text{ кг / ч}.$

Удельный расход теплоты:

$$q = \nu (I_2 - I_0) = 31,8 (167 - 46) = 3860 \text{ кДж / кг исп. вл.}$$

Значения энтальпий для этого уравнения I_2 и I_0 находим из $I - d$ – диаграммы.

Общий расход теплоты:

$$Q = W \cdot q = 468 \cdot 3860 : 3600 = 502 \text{ кВт}.$$

Б) При ведении процесса сушки с промежуточным подогревом необходимы два калорифера для подогрева воздуха в каждом до 100°C . При этом в первой зоне сушилки влагосодержание воздуха повышается до $0,02525$ кг / кг с.в. И тогда удельный расход сухого воздуха составит:

$$\nu' = \frac{1}{0,02525 - 0,0095} = 63,6 \text{ кг / кг испар. вл.}$$

Но так как в первой зоне сушилки испаряется только половина всей влаги, т.е. $468 / 2 = 234$ кг / ч, то часовой расход сухого воздуха составит:

$$V = v' \cdot \frac{W}{2} = 63.6 \cdot 234 = 14900 \text{ кг / ч}.$$

Во второй зоне сушилки происходит испарение остальной влаги тем же воздухом, но подогретым снова до 100°C в промежуточном калорифере.

Теплота на подогрев воздуха затрачивается в двух калориферах, и расход этого воздуха равен:

$$Q = v' (I'_2 - I_0) \frac{W}{2} + v' (I_2 - I'_2) \frac{W}{2} = v' (I_2 - I_0) \frac{W}{2},$$

Но т.к. $v' / 2 = v$, то

$$Q = W v (I_2 - I_0) = (468 : 3600) 31.8 (167 - 46) = 500 \text{ кВт}.$$

В) Для сушильного процесса с возвратом 80% отработанного воздуха определяем характеристики смеси, поступающей в калорифер:

$$d_{\text{см}} = 0.2 d_0 + 0.8 d_2 = 0.2 \cdot 0.0095 + 0.8 \cdot 0.041 = 0.0347 \text{ кг влаги / кг с.в.}$$

$$I_{\text{см}} = 0.2 I_0 + 0.8 I_2 = 0.2 \cdot 46 + 0.8 \cdot 167 = 143 \text{ кДж / кг с.в.}$$

Тогда удельный расход сухого воздуха равен:

$$v'' = \frac{1}{d_2 - d_{\text{см}}} = \frac{1}{0.041 - 0.037} = 159 \text{ кг / кг влаги},$$

а расход воздуха (смеси), поступающего в сушилку:

$$V'' = W \cdot v'' = 468 \cdot 159 = 74500 \text{ кг / ч}.$$

Расход атмосферного воздуха (20%): $V = 74500 \cdot 0.2 = 14900 \text{ кг / ч}.$

Удельный расход теплоты:

$$q = \frac{I_2 - I_{\text{см}}}{d_2 - d_{\text{см}}} = \frac{467 - 143}{0.041 - 0.0347} = 3820 \text{ кДж / кг влаги}.$$

Расход теплоты: $Q = W \cdot q = (468 : 3600) 3820 = 495 \text{ кВт}.$

Из сравнения расходов воздуха и теплоты на сушку по трём рассмотренным вариантам видно, что при одних и тех же начальных и конечных параметрах воздуха эти расходы почти одинаковы.

Сравним средние потенциалы сушки:

$$\text{А) } \chi_{\text{ср}} = \frac{(t_1 - t_{\text{м}}) - (t_2 - t_{\text{м}})}{2.3 \lg \frac{t_1 - t_{\text{м}}}{t_2 - t_{\text{м}}}} = \frac{(140 - 40) - (60 - 40)}{2.3 \lg \frac{140 - 40}{60 - 40}} = 49.8^\circ\text{C} = 49.8 \text{ K}.$$

$$\text{Б) } \chi_{\text{ср}1} = \frac{(100 - 35) - (60 - 35)}{2.3 \lg \frac{100 - 35}{60 - 35}} = 41.8 \text{ K}; \quad \chi_{\text{ср}2} = \frac{(100 - 40) - (60 - 40)}{2.3 \lg \frac{100 - 40}{60 - 40}} = 36.5 \text{ K};$$

$$\chi_{\text{ср}} = (41.8 + 36.5) : 2 = 39.15 \text{ K}.$$

$$\text{В) } \chi_{\text{ср}} = \frac{(75 - 40) - (60 - 40)}{2.3 \lg \frac{75 - 40}{60 - 40}} = 26.7 \text{ K}.$$

Из сравнения потенциалов сушки видно, что наименьшее значение потенциала (наиболее мягкие условия сушки) получено в варианте с возвратом части отработанного воздуха, а наибольшее – при нормальном сушильном варианте.

Пример 12

Определить количество тепла, воспринимаемого стекломассой от газов и кладки ванной печи.

Температура газа по всему объёму печного пространства $T_{\text{газ}} = t_{\text{газ}} + 273 = 1650 + 273 = 1923 \text{ K}$; степень черноты газа $\varepsilon_{\text{газ}} = 0,22$; высота пламенного пространства 1,75 м; размеры ванны 6 х 12,5 м; степень черноты кладки $\varepsilon_{\text{к}} = 0,8$; степень черноты стекломассы $\varepsilon_{\text{ст}} = 0,82$; температура стекломассы $T_{\text{ст}} = 1400 + 273 = 1673 \text{ K}$; коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов кладке $\alpha_{\text{к}} = 7 \text{ Вт / м}^2 \text{ град}$ и от газов стекломассе $\alpha_{\text{ст}} = 15 \text{ Вт / м}^2 \text{ град}$; кладка стен печи динасовая толщиной 300 мм.

Тепловой поток, излучаемый на стекломассу:

$$Q_{\text{cn}} = 0.001 c_{\varepsilon} \left[\left(\frac{T_{\text{газ}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \right] F_{\text{cn}} \text{ кВт}.$$

Степень развития кладки: $\omega = \frac{F_{\text{к}}}{F_{\text{cn}}} = \frac{6 * 12.5 + 2 * 12.5 * 1.75 + 2 * 6 * 1.75}{6 * 12.5} = 1.86$,

Тогда $\phi = 1 : \omega = 1 : 1.86 = 0,538$.

Если $\beta = \varepsilon_{\text{ст}} + \varepsilon_{\text{газ}} (1 - \varepsilon_{\text{ст}}) = 0,82 + 0,22 (1 - 0,82) = 0,86$.

Тогда $K = \frac{\omega + 1 - \varepsilon_{\text{газ}}}{\beta \frac{1 - \varepsilon_{\text{газ}}}{\varepsilon_{\text{газ}}} + \omega} = \frac{1,86 + 1 - 0,22}{0,86 \frac{0,78}{0,22} + 1,86} = 0,538$

(Имеется график для определения значения коэффициента теплопередачи K).

Видимый коэффициент излучения:

$$c_{\text{в}} = 5,7 * \varepsilon_{\text{ст}} * K = 5,7 * 0,82 * 0,538 = 2,51 \text{ Вт / м}^2 \text{ град}^4.$$

Тогда лучистый тепловой поток на стекломассу:

$$Q_{\text{луч}} = 0,001 * 2,51 \left[\left(\frac{1923}{100} \right)^4 - \left(\frac{1673}{100} \right)^4 \right] 75 = 11000 \text{ кВт}.$$

Для определения температуры внутренней поверхности кладки рассчитаем коэффици-

ент: $\phi = \frac{\omega + 1 - \beta}{\beta \frac{1 - \varepsilon_{\text{газ}}}{\varepsilon_{\text{газ}}} + \omega} = \frac{1,86 + 1 - 0,86}{0,86 \frac{0,78}{0,22} + 1,86} = 0,408$; теперь

$$T_{\text{к}} = \sqrt[4]{T_{\text{ст}}^4 + \phi (T_{\text{газ}}^4 - T_{\text{ст}}^4)} = \sqrt[4]{1673^4 + 0,408(1923^4 - 1673^4)} = 1780 \text{ K} \text{ или } t_{\text{к}} = 1507^{\circ}\text{C}$$

Определим тепловой поток от газов и кладки на стекломассу с учётом теплообмена конвекцией и теплопередачи из печи в окружающую среду.

Тепловой поток конвекцией от газов к кладке:

$$q_{\text{к}} = \alpha_{\text{к}} (t_{\text{газ}} - t_{\text{кл}}) = 7 (1650 - 1507) = 1000 \text{ Вт / м}^2.$$

Теплопередача через кладку в окружающую среду при $\lambda_{\text{к}} = 1,5 \text{ Вт / м град}$:

$$q_{\text{окр}} = \frac{1507 - 15}{\frac{0,3}{1,5} + 0,05} = 6000 \text{ Вт / м}^2.$$

(Величину $q_{\text{окр}}$ можно рассчитать и с помощью графика).

Находим K_1 :

$$K_1 = \frac{(q_{\text{к}} - q_{\text{окр}}) (1 - \varepsilon_{\text{газ}})}{5,7 \cdot 10^{-8} \varepsilon_{\text{газ}} (T_{\text{газ}}^4 - T_{\text{ст}}^4)} = \frac{(1000 - 6000) (1 - 0,22)}{5,7 \cdot 10^{-8} \cdot 0,22 (1923^4 - 1673^4)} = -0,0534.$$

Тепловой поток конвекцией от газов к стекломассе при $\alpha_k = 15 \text{ Вт / м}^2 \text{ град}$:

$$q_m = 15 (1650 - 1400) = 3750 \text{ Вт / м}^2, \text{ тогда}$$

$$K_2 = \frac{q_m \varphi (1 - \varepsilon_{\text{газ}}) [\varepsilon_{\text{ст}} + \varepsilon_{\text{газ}} (1 - \varepsilon_{\text{ст}})] + q_m \varepsilon_{\text{газ}}}{5,7 \cdot 10^{-8} \varepsilon_m \varepsilon_{\text{газ}} (T_{\text{газ}}^4 - T_{\text{ст}}^4)} =$$

$$= \frac{3750 * 0,538 (1 - 0,22) [0,82 + 0,22 (1 - 0,82)] + 3750 * 0,22}{5,7 \cdot 10^{-8} \cdot 0,22 (1923^4 - 1673^4)} = 0,0298.$$

Видимый коэффициент излучения:

$$c'_e = 5,7 \cdot \varepsilon_{\text{газ}} \varepsilon_m \frac{\varphi (1 - \varepsilon_{\text{газ}}) + 1 + K_1 + K_2}{\varphi (1 - \varepsilon_{\text{газ}}) [\varepsilon_{\text{ст}} + \varepsilon_{\text{газ}} (1 - \varepsilon_{\text{ст}})] + \varepsilon_{\text{газ}}}$$

$$= 5,7 * 0,22 * 0,82 \frac{0,538(1 - 0,22) + 1 - 0,0534 + 0,0298}{0,538(1 - 0,22) [0,82 + 0,22(1 - 0,82)] + 0,22} = 2,47 \text{ Вт / м}^2 \text{ град}.$$

Теперь тепловой поток на стекломассу составит:

$$Q_c = 0,001 * 2,47 \left[\left(\frac{1923}{100} \right)^4 - \left(\frac{1673}{100} \right)^4 \right] 75 = 10800 \text{ кВт}.$$

Таким образом, тепловой поток на стекломассу с учётом конвективного теплообмена и тепловых потерь через стенку меньше расчётного «чисто» лучистого теплового потока на 1,8 %.

Пример 13

Вариант расчёта теплопередачи через многослойную стенку

Стенка состоит из двух слоёв: шамота толщиной $S_1 = 460 \text{ мм}$ и тепловой изоляции из диатомитового кирпича толщиной $S_2 = 115 \text{ мм}$. Температура стенки со стороны рабочего пространства печи $t_1 = 1300^\circ\text{C}$. Температура окружающего воздуха $t_{\text{окр}} = 20^\circ\text{C}$. Коэффициент теплоотдачи от стенки в окружающую среду $\alpha_{\text{окр}} = 18 \text{ Вт / м}^2 \text{ град}$.

Определить тепловой поток через стенку и найти распределение температур по толщине стенки при стационарном состоянии.

Для определения коэффициентов теплопроводности слоёв стенки необходимо задаться температурами на границах между слоями или средними по массе слоя с последующей их проверкой.

Для первого приближения можно принять исходя из опыта следующие средние температуры слоёв: $t_{\text{ср}1} = 0,8 t_1$ и $t_{\text{ср}2} = 0,5 t_{\text{ср}1}$;
Тогда $t_{\text{ср}1} = 0,8 * 1300 = 1040^\circ$ и $t_{\text{ср}2} = 0,5 * 1040 = 520^\circ$.

По таблице или соответствующему графику находим коэффициенты теплопроводности материалов при соответствующих температурах.

Для шамота $\lambda_1 = 1,37$ и для диатомита $\lambda_2 = 0,24 \text{ Вт / м град}$.

Тепловые сопротивления слоёв стенки:

$$\frac{S_1}{\lambda_1} = \frac{0,46}{1,37} = 0,335; \quad \frac{S_2}{\lambda_2} = \frac{0,115}{0,24} = 0,478; \quad \frac{1}{\alpha_{\text{окр}}} = \frac{1}{18} = 0,055.$$

Тепловой поток через стенку при $F = 1 \text{ м}^2$:

$$q = \frac{3.6 (t_1 - t_{\text{окр}})}{\frac{S_1}{\lambda_1} + \frac{S_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{3.6 (1300 - 20)}{0.335 + 0.478 + 0.055} = 5420 \text{ кДж / м}^2 \text{ час}.$$

Найдём температуры на границах слоёв графическим способом:

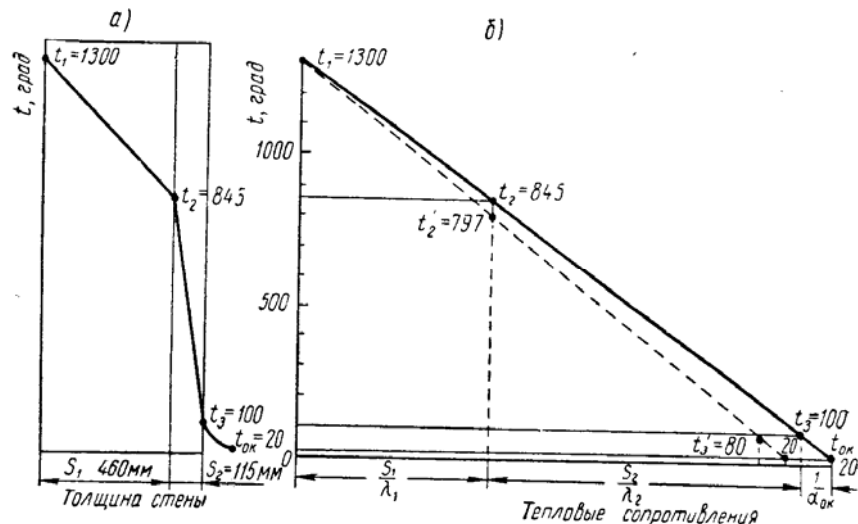


Рис. 33.

Распределение температур в двухслойной стенке:

а) кривая температур по толщине стенки: б) способ графического определения температур в многослойной стенке

На графике б) по оси абсцисс откладываем в масштабе тепловые сопротивления и проводим вертикали.

Пересчитаем тепловой поток через стенку: $q' = q : 3,6 = 5420 : 3,6 = 1500 \text{ Вт/м}^2$.

Температуры на границах слоёв:

$$t'_2 = t_1 - q' \frac{S_1}{\lambda_1} = 1300 - 1500 \cdot 0.335 = 797^\circ; \quad t'_3 = t'_2 - q' \frac{S_2}{\lambda_2} = 797 - 1500 \cdot 0.478 = 80^\circ$$

Проверим средние температуры слоёв (сопоставим расчётные с принятыми):

$$t_{\text{ср}1} = (1300 + 797) : 2 = 1049^\circ \text{ и } t_{\text{ср}2} = (797 + 80) : 2 = 438^\circ.$$

Температура 1-го слоя близка к ранее принятой, а вот $t_{\text{ср}2}$ заметно отличается ($520 - 438 = 81^\circ$).

Новое значение $\lambda_2 = 0,21 \text{ Вт / м град}$.

$$\text{Тогда } \frac{S_2}{\lambda_2} = \frac{0.115}{0.21} = 0.548; \quad q' = \frac{1300 - 20}{0.335 + 0.548 + 0.055} = 1360 \text{ Вт / м}^2.$$

Находим вторично графически и аналитически новые значения температур на границах между слоями:

$$t''_2 = 1300 - 1360 \cdot 0.335 = 845^\circ \text{ и } t''_3 = 845 - 1360 \cdot 0.548 = 100^\circ.$$

Соответственно средние температуры в слоях стенки будут равны:

$$t_{\text{ср}1} = (1300 + 845) : 2 = 1072.5^\circ \text{ и } t_{\text{ср}2} = (845 + 100) : 2 = 472.5^\circ.$$

При необходимости можно продолжить расчёт (выполнить ещё одну итерацию) и уточнить значения температур. Для практических целей полученное приближение расчётных и принятых в начале расчёта значений температур можно считать удовлетворительным.

Пример 14

К расчёту шахтных печей

Определить высоту зоны теплообмена и температурные параметры при нагреве шихтовых материалов газами с температурой $t_{\text{газ}} = 850^\circ\text{C}$. Средний размер кусков $d_{\text{ср}} = 0,05$ м. Скорость движения газов, отнесённая к полному сечению слоя $w_0 = 1,6$ м / с. Напряжение сечения слоя $V_F = 1,8$ м³ / м² · ч. Коэффициент пустотности $K_n = 0,5$. Теплоёмкость газа $c_{\text{газ}} = 1,45$ кДж / м³ · град; теплоёмкость материала $c_m = 0,92$ кДж / кг · град. Плотность материала $\rho_m = 2200$ кг / м³. Начальная температура шихты 0°C . Удельный расход газов, проходящих через слой материала $v_{\text{газ}} = 1,05$ м³ / кг шихты.

Определим предварительно «водяные числа»:

- для материала при $G_m = 1$ кг / ч

$$W_m = G_m c_m = 1 * 0,92 = 0,92 \text{ кДж / ч · град.}$$

- для газов $W_{\text{газ}} = v_{\text{газ}} c_{\text{газ}} = 1,05 * 1,45 = 1,525$ кДж / ч · град.

Теплообмен (нагрев материала) происходит при условии $W_{\text{газ}} > W_m$, тогда от-

ношение $W_m : W_{\text{газ}} = 0,92 : 1,525 = 0,603$.

Коэффициент внешней теплоотдачи находим по средней температуре газов по номограмме: при $t_{\text{ср}} = t_{\text{газ}} : 2 = 425^\circ\text{C}$ $\alpha_v = 4900$ Вт / м² град.

Принимая для материала $\lambda_m = 1,67$ Вт / м град, находим суммарный коэффициент теплопередачи:

$$\frac{1}{\alpha_{v\Sigma}} = \frac{1}{\alpha_v} + \frac{R^2}{9\lambda} = \frac{1}{4900} + \frac{0,025^2}{9 * 1,67} = 0,0002436, \text{ откуда } \alpha_{v\Sigma} = 4110 \text{ Вт / м}^2 \text{ град.}$$

Высота зоны теплообмена:

$$H = 0,83 V_F \frac{c_m \rho_m (1 - K_n)}{\alpha_{v\Sigma} \left(1 - \frac{W_m}{W_{\text{газ}}}\right)} = 0,83 * 1,8 \frac{0,92 * 2200 (1 - 0,5)}{4110 (1 - 0,603)} = 0,92 \text{ м.}$$

Продолжительность нагрева куска материала:

$$\tau = H : V_F = 0,92 : 1,8 = 0,51 \text{ ч (30,6 мин).}$$

Для определения разности температур поверхности и середины куска материала в конце нагрева:

- коэффициент теплопередачи, отнесённый к поверхности куска

$$\alpha_\Sigma = \alpha_{v\Sigma} \frac{d}{7,5 (1 - K_n)} = 4110 \frac{0,05}{7,5 (1 - 0,5)} = 55 \text{ Вт / м}^2 \text{ град.}$$

- показатель степени

$$L' = 10,8 \frac{\alpha_\Sigma}{c_m \rho_m R} \left(1 - \frac{W_m}{W_{\text{газ}}}\right) \tau = 10,8 \frac{55}{0,92 * 2200 * 0,025} (1 - 0,603) 0,51 = 2,38.$$

Значение e^{-L} находим по графику - $e^{-2,38} = 0,092$.

Тогда разность температур:

$$t_{\text{нов}} - t_{\text{ц}} = t_{\text{газ}} \frac{\alpha_\Sigma R}{2\lambda} \left(1 - \frac{W_m}{W_{\text{газ}}}\right) e^{-L} = 850 \frac{55 * 0,025}{2 * 1,67} (1 - 0,603) 0,092 = 13^\circ$$

Средняя по массе температура материала: $t_m = t_{\text{газ}} (1 - e^{-L})$.

Здесь показатель степени:

$$L = 3,6 \frac{\alpha_{V\Sigma}}{c_m \rho_m (1 - K_n)} \left(1 - \frac{W_m}{W_{\text{газ}}} \right) \tau = 3,6 \frac{4110}{0,92 * 2200 (1 - 0,5)} (1 - 0,603) 0,51 = 2,97$$

Значение e^{-L} по графику - $e^{-2,97} = 0,05$. Тогда $t_m = 850 (1 - 0,05) = 807^\circ$.

Температура газов на выходе из слоя:

$$850 = t''_{\text{газ}} + 0,603 * 807. \quad t''_{\text{газ}} = 850 - 487 = 363^\circ.$$

Пример 15.1

Технологический расчёт туннельной печи обжига

Определить размеры туннельной печи для обжига керамических плиток.

Производительность печи $P = 650\,000 \text{ м}^2 / \text{год}$. Ассортимент плиток: плитки 100×100 - 70% ; 150×150 - 25 % и ковровая мозаика - 5 %.

График обжига изделий:

Интервал температур, град	Время, час
50 - 400	6
400 - 850	6
850 - 1150	8
выдержка при 1150	2
1150 - 650	8
650 - 500	6
500 - 80	10

Принимая выход годной продукции в 94 % , коэффициент использования оборудования 96 % , определим часовую производительность печи:

$$P = \frac{650000}{365 * 24 * 0,94 * 0,96} = 82,5 \text{ м}^2 / \text{ч}.$$

Поскольку продолжительность обжига по графику $\tau = 46 \text{ ч}$, ёмкость печи:

$$E = P \cdot \tau = 82,5 \cdot 46 = 3795 \text{ м}^2 \text{ плитки}.$$

Определим ёмкость одной вагонетки.

Вес садки на вагонетку зависит от размера пода вагонетки и типа садки изделий на вагонетку. Обычно размер вагонетки принимается соответственно существующим типам печей. Тип садки выбирается на основании заводских данных, вес садки подсчитывается по количеству изделий на вагонетке.

Принимаем следующие размеры вагонетки в мм: длина - 1860 , ширина - 1300 , толщина пода - 370 , высота столбиков с плитами - 385 , ширина колеи - 750 , диаметр колес - 500 .

На вагонетку с этажерками можно вместить $E_1 = 87,3 \text{ м}^2$ плиток (8730 шт) , считая по основному виду ассортимента (плитки $100 \times 100 \times 8 \text{ мм}$). Вес плиток на вагонетке после обжига составит: $G_1 = 87,3 * 20 = 1746 \text{ кг}$.

Для принятого типа садки высота рабочего пространства печи от верха плиты до замка свода $H = 1290 \text{ мм}$, ширина туннеля $B = 1400 \text{ мм}$.

Длина рабочей части туннеля:

$$L = \frac{P \cdot \tau}{E_1} l_1 = \frac{82,5 * 46}{87,3} 1860 = 81,0 \text{ м}.$$

Количество вагонеток, вмещающихся в рабочей части печного туннеля:

$$n = E : E_1 = 3795 : 87.3 = 43.6 \text{ шт.}$$

Принимаем $n = 44$ шт. Тогда длина рабочей части печи $L = 44 * 1860 = 81.8 \text{ м.}$

Общую длину печи с форкамерой принимаем конструктивно $L_{\text{п}} = 86 \text{ м.}$

Объём печного канала: $V_{\text{п}} = F * L = 1,63 * 81,8 = 133 \text{ м}^3.$

Объём печного канала на одну вагонетку: $V_1 = 133 : 44 = 3,03 \text{ м}^3.$

Плотность садки на 1 м^3 печного канала:

$$g = 87,3 : 3,03 = 28,8 \text{ м}^2 / \text{м}^3 \text{ (} 576 \text{ кг} / \text{м}^3 \text{)}$$

Съём с 1 м^3 печного канала:

$$P_{\text{в}} = \frac{44 * 87.3}{46 * 133} = 0.63 \text{ м}^2 / \text{м}^3 \cdot \text{ч} \text{ (} 12,6 \text{ кг} / \text{м}^3 \cdot \text{ч)}$$

Количество вагонеток, выходящих из печи в час (скорость движения вагонеток):

$$\nu = \frac{n}{\tau} = \frac{44}{46} = 0.958 \text{ ваг} / \text{ч}.$$

Вагонетка подаётся в печь через каждые $46 : 44 = 1,05 \text{ ч}$ или $63 \text{ мин}.$

Продолжительность нагрева и обжига - 22 часа , охлаждения - $24 \text{ часа}.$ Тогда длина зоны охлаждения :

$$L_{\text{охл}} = 24 * 81,8 : 46 = 42,7 \text{ м (} 23 \text{ позиции) .}$$

Длина зоны обжига, считая интервал температур $850 - 1150^\circ$:

$$L_{\text{обж}} = 10 * 81,8 : 46 = 17,8 \text{ м (} 10 \text{ позиций) .}$$

Располагаем с каждой стороны по 10 горелок в местах стыков между вагонетками

Оставшаяся часть печи (зона подогрева):

$$L_{\text{под}} = 81,8 - 42,7 - 17,8 = 21,3 \text{ м (} 11 \text{ позиций) .}$$

Пример 15.2

Технологический расчёт стекловаренной печи

Определить размеры ванной стекловаренной печи с поперечным направлением пламени и протоком. Производительность печи $80 \text{ т} / \text{сутки}$ (стекломассы).

Часовая производительность печи: $P = 80\,000 : 24 = 3330 \text{ кг} / \text{ч}.$

Площадь зеркала варочной части печи (зона варки и зона дегазации) находим по съёму стекломассы с 1 м^2 варочной части, который принимаем для стеклотары по заводским данным равным $P_{\text{в}} = 60 \text{ кг} / \text{м}^2 \cdot \text{ч}$ ($1,44 \text{ т} / \text{м}^2 \text{ сутки}$) :

$$F_{\text{в}} = P : P_{\text{в}} = 3330 : 60 = 56 \text{ м}^2.$$

Принимаем площадь зеркала зоны осветления (дегазации) равной $F_{\text{осв}} = 1,2 F_{\text{вар}}$. Тогда $F_{\text{в}} = F_{\text{вар}} + F_{\text{осв}}$; $56 = F_{\text{вар}} + 1,2 F_{\text{вар}} = 2,2 F_{\text{вар}}$. Отсюда площадь варочной зоны $F_{\text{вар}} = 56 : 2,2 = 25,4 \text{ м}^2$, а $F_{\text{осв}} = 1,2 * 25,4 = 30,6 \text{ м}^2$.

Для варочной зоны принимаем: ширину $5,4$; длину $4,7$ и высоту $1,6 \text{ м}.$ Для зоны осветления соответственно: при ширине $5,4$ длина составит $5,7 \text{ м}.$

Сопоставим эти ориентировочно выбранные размеры поверхности зеркала варочной зоны печи с рассчитанными по формуле:

$$F_{\text{вар}} = \frac{P * q_{\text{см}} (1 - a)}{3,6 * q * \eta} \text{ м}^2.$$

Расход тепла на процесс стеклообразования (собственно варку) можно рассчитать по формуле зависимости от химсостава стекла. В данном случае принимаем достигнутый уровень в подотрасли - $q_{\text{ст}} = 2850 \text{ кДж} / \text{кг}$ стекла.

Среднее значение степени черноты печных газов по составу продуктов горения (CO_2 , H_2O и величину коэффициента β) определяем по соответствующим графикам.

кам. Допустим $\varepsilon_{\Gamma} = 0,22$, тогда степень черноты кладки $\varepsilon_{\kappa} = 0,8$ и стекломассы $\varepsilon_{\text{м}} = 0,82$. Средняя температура печных газов $T_{\text{газ}} = 1610 + 273 = 1883 \text{ К}$, температура стекломассы $T_{\text{м}} = 1400 + 273 = 1673 \text{ К}$.

Находим отношение поверхности материала к поверхности кладки по найденным размерам рабочего пространства печи:

$$\varphi = \frac{5,4 * 4,7}{5,4 * 4,7 + 2 * 4,7 * 1,6 + 2 * 5,4 * 1,6} = 0,52$$

Видимый коэффициент излучения от газов и кладки на поверхность материала:

$$C_{\text{в}} = 5,7 \cdot \varepsilon_{\text{м}} \cdot K \text{ Вт / м}^2 \text{ град}^4.$$

Значение K определяем по графику или формуле. Для этого находим $\omega = 1 : \varphi = 1 : 0,52 = 1,93$. $\beta = \varepsilon_{\text{м}} + \varepsilon_{\Gamma} (1 - \varepsilon_{\text{м}}) = 0,82 + 0,22 * 0,18 = 0,86$. Теперь

$$K = \frac{\omega + 1 - \varepsilon_{\varepsilon}}{\beta \frac{1 - \varepsilon_{\varepsilon}}{\varepsilon_{\varepsilon}} + \omega} = \frac{1,93 + 1 - 0,22}{0,86 \frac{1 - 0,22}{0,22} + 1,93} = 0,545.$$

$$C_{\text{в}} = 5,7 * 0,82 * 0,545 = 2,54 \text{ Вт / м}^2 \text{ град}^4.$$

Суммарный удельный тепловой поток от газов и внутренней поверхности кладки на поверхность стекломассы:

$$q = 2,54 \left[\left(\frac{1883}{100} \right)^4 - \left(\frac{1673}{100} \right)^4 \right] = 120300 \text{ Вт / м}^2$$

Доля тепла, передаваемого слою шихты снизу за счёт конвекционных потоков принимаем $a = 0,10$. Коэффициент заполнения поверхности ванны шихтой в зоне варки принимаем $\eta = 0,75$.

$$F_{\text{вар}} = \frac{3330 * 2850 * (1 - 0,1)}{3,6 * 120300 * 0,75} = 26,4 \text{ м}^2.$$

Принятые ранее размеры $F_{\text{вар}} = 25,4$ на 1 м^2 меньше, чем требуется по условиям теплообмена при заданных t_{Γ} и $t_{\text{ст}}$. Считаем приближение расчётов удовлетворительным, и принимаем для окончательного расчёта последние результаты.

Таким образом, окончательные размеры печи:

- варочной зоны: $F_{\text{вар}} = B * L = 5,5 * 4,8 = 26,4 \text{ м}^2$.
- зоны освещения: $F_{\text{осв}} = 1,2 * F_{\text{вар}} = 1,2 * 26,4 = 31,6 = 5,5 * 5,85 \text{ м}$.
- размеры студочной и выработочной части печи принимаем из расчёта $0,1 - 0,35$ от общей площади варочного бассейна $F_{\text{в}} = 26,4 + 31,6 = 58 \text{ м}^2$; в данном случае $F_{\text{ст}} = 0,35 * 58 = 20,3 \text{ м}^2$.
- глубина бассейна принимается равной $1,2 \text{ м}$ (для бесцветного стекла).

Коэффициенты теплопроводности огнеупорных
и теплоизоляционных материалов [43]

Изделия	ρ , кг/м ³	Допуст. раб. т-ра, град	λ , Вт/м*град
Шамотные	>1900	1350-1500	1,04 + 0,00015 t
«	1900	1350-1500	0,70 + 0,00064 t
«	1300	1300	0,61 + 0,00018 t
«	1200	1300	0,35 + 0,00035 t
«	1000	1250	0,28 + 0,00023 t
«	800	1200	0,21 + 0,00043 t
Динасовые	1900	1650-1700	1,07 + 0,00093 t
«	1800	1550-1600	0,81 + 0,00076 t
«	1100	1500	0,58 + 0,00043 t
Полукислый кирпич	1800	1250-1400	0,85 + 0,00040 t
Глиняный кирпич	1800	700	0,47 + 0,00051 t
Высокоглинозёмистые	2500	1900	2,10 – 0,00062 t
«	2200	1600	1,52 – 0,00018 t
«	1330	1450	0,66 + 0,00008 t
Корундовые	2600-2900	1600-1700	2,10 + 0,00215 t
Силлиманитовые	2200-2600	1650	1,66 – 0,00018 t
Муллитовые	2200-2900	1750	2,96 – 0,00110 t
Магнезитовые	2600-2700	1650-1750	6,20 - 0,00270 t
«	2400-2600	1550-1650	4,60 – 0,00120 t
Магнезитохромитовые	2700-2900	1750	4,00 – 0,00082 t
Хромомагнезитовые	2900	1750	2,00 – 0,00035 t
ХМ (термостойкий)	3000	1750	2,80 – 0,00098 t
«	3300	1750	3,50 – 0,00058 t
Форстеритовые	3000	1800	3,3 0– 0,00110 t
Периклазошпинельные	3000	1750	2,50 – 0,00058 t
Карборундовые	2000-2500	1400-1500	5,20 – 0,00130 t
Угольные	1350-1600	2000	23,2 + 0,00035 t
Диатомитовые	1100	900	0,27 + 0,00023 t
«	750	900	0,17 + 0,00035 t
Диатомитовая засыпка	500	700	0,10 + 0,00028 t
Шамотная засыпка	1000	1000	0,23 + 0,00049 t
Шлаковая вата	300	700	0,065 + 0,00035 t

Теплоёмкость печестроительных материалов [44]

Изделия	C, кДж/кг*град	Применяется при т-ре, град
Шамотные	0,837 + 0,000264 t	< 1350 - 1500
Высокоглинозёмистые	0,837 + 0,000264 t	< 1600 – 1900
Корундовые (алундовые)	0,795 + 0,000419 t	< 800
«	0,419 + 0,000880 t	> 800
Силлиманитовые	0,670 + 0,000167 t	< 1650 – 1750
Муллитовые	0,670 + 0,000126 t	< 1650 - 1750
Глиняный кирпич	0,837 + 0,000264 t	< 500 – 700
Полукислый кирпич	0,880 + 0,000230 t	< 1250 – 1450
Динасовые	0,795 + 0,000335 t	< 1650 – 1700
Магнезитовые	0,942 + 0,000250 t	< 1650 – 1750
Хромомагнезитовые	0,754 + 0,000150 t	< 1750
Периклазошпинельные	0,775 + 0,000300 t	< 1750
Форстеритовые	0,890 + 0,000419 t	< 1800
Циркониевые	0,500 + 0,000167 t	< 1800 – 2000
Цирконовые	0,627 + 0,000125 t	< 1900
Кварцевые	0,730 + 0,000377 t	< 800
«	0,900 + 0,000167 t	> 800
Карборундовые	0,960 + 0,000146 t	< 1400 – 1500
Угольные (графитовые)	0,837 – 1,256	< 2000
Диатомит	0,837 – 0,920	< 900
Шлаковая вата	0,88	< 700

Плотность и теплота сгорания отдельных газов [20]

Чистые газы	Плотность ρ_0 , кг/м ³	Q _в кДж/кг	Q _н кДж/кг	Q _н кДж/м ³
Водород Н ₂	0,0898	142 986	120 376	10 760
Оксид углерода СО	1,250	10 110	10 110	12 636
Сероводород Н ₂ S	1,539	16 400	15 070	23 150
Метан СН ₄	0,717	55 690	50 030	35 820
Этилен С ₂ Н ₄	1,261	49 775	46 543	58 690
Этан С ₂ Н ₆	1,356	51 919	47 522	63 751
Пропан С ₃ Н ₈	2,020	50 495	46 329	91 256
Бутан С ₄ Н ₁₀	2,840	49 616	45 848	118 651
Пентан С ₅ Н ₁₂	3,218	49 114	45 345	145 833
Гексан С ₆ Н ₁₄	3,840	48 862	45 178	162 112
Кислород О ₂	1,429			
Азот N ₂	1,251			
Диоксид углерода СО ₂	1,977			
Водяной пар Н ₂ О	0,804			
Сернистый газ SO ₂	2,852			

Средние теплоёмкости газов при разных температурах c'_0 , кДж / м³ · град [20]

t °	CO ₂	SO ₂	H ₂ S	H ₂ O	H ₂	CO	N ₂	O ₂	CH ₄	C ₂ H ₄	Сух.возд.
0	1,5998	1,7334	1,5073	1,4943	1,2766	1,2992	1,2946	1,3059	1,5500	1,8268	1,2971
100	1,7003	1,8130	1,5324	1,5052	1,2908	1,3017	1,2959	1,3176	1,6421	2,0621	1,3005
200	1,7874	1,8883	1,5617	1,5224	1,2971	1,3072	1,2996	1,3352	1,7590	2,2828	1,3076
300	1,8628	1,9553	1,5952	1,5425	1,2992	1,3168	1,3068	1,3562	1,8862	2,4955	1,3177
400	1,9298	2,0181	1,6329	1,5655	1,3022	1,3289	1,3164	1,3775	2,0156	2,6860	1,3294
500	1,9888	2,0684	1,6706	1,5898	1,3051	1,3428	1,3277	1,3980	2,1404	2,8635	1,3428
600	2,0412	2,1144	1,7083	1,6149	1,3080	1,3574	1,3402	1,4168	2,2610	3,0259	1,3570
700	2,0885	2,1521	1,7460	1,6413	1,3122	1,3721	1,3537	1,4345	2,3770	3,1700	1,3712
800	2,1312	2,1814	1,7837	1,6681	1,3168	1,3863	1,3670	1,4500	2,4942	3,3082	1,3846
900	2,1693	2,2149	1,8172	1,6957	1,3227	1,3997	1,3796	1,4646	2,6026	3,4317	1,3976
1000	2,2036	2,2359	1,8507	1,7230	1,3289	1,4127	1,3918	1,4776	2,6994	3,5472	1,4098
1100	2,2350	2,2610	1,8842	1,7502	1,3361	1,4248	1,4035	1,4893	2,7865	3,6657	1,4219
1200	2,2639	2,2777	1,9093	1,7770	1,3432	1,4361	1,4144	1,5006	2,8631	3,7528	1,4328
1300	2,2899			1,8029	1,3511	1,4466	1,4253	1,5107			1,4437
1400	2,3137			1,8280	1,3591	1,4567	1,4349	1,5203			1,4537
1500	2,3355			1,8527	1,3675	1,4659	1,4441	1,5295			1,4629
1600	2,3556			1,8762	1,3754	1,4747	1,4529	1,5379			1,4717
1700	2,3745			1,8996	1,3834	1,4826	1,4613	1,5463			1,4797
1800	2,3916			1,9214	1,3918	1,4901	1,4688	1,5542			1,4872
1900	2,4075			1,9424	1,3997	1,4973	1,4759	1,5618			1,4948
2000	2,4222			1,9629	1,4077	1,5040	1,4826	1,5693			1,5015
2100	2,4360			1,9825	1,4152	1,5102	1,4893	1,5760			1,5082
2200	2,4486			2,0010	1,4227	1,5161	1,4952	1,5831			1,5140
2300	2,4603			2,0190	1,4303	1,5216	1,5010	1,5898			1,5203
2400	2,4712			2,0366	1,4374	1,527	1,5065	1,5965			1,5257
2500	2,4812			2,0529	1,4449	1,5320	1,5115	1,6028			1,5312

Энтальпия газов, $i = c_o t$, $\kappaДж/м^3$ (при 101 кН/м²) [20]

t°	CO ₂	SO ₂	H ₂ O	H ₂ S	N ₂	O ₂	CO	H ₂	CH ₄	C ₂ H ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂
100	170,0	181,3	150,7	153,2	129,8	131,9	130,2	129,0	164,1	206,4	249,5	350,9	470,6	583,7
200	357,6	377,7	304,4	312,3	260,0	267,1	261,3	259,6	351,7	456,4	554,8	793,0	1051,4	1303,0
300	558,9	586,6	462,7	478,6	391,9	407,0	395,2	389,8	566,1	748,6	913,2	1310,9	1731,7	2140,8
400	772,1	807,2	626,4	653,2	526,7	551,0	531,7	520,9	806,4	1074,4	1323,5	1903,8	2506,8	3096,3
500	994,4	1034,2	795,1	835,3	664,1	699,2	671,6	652,7	1070,2	1431,9	1776,5	2546,9	3344,6	4128,4
600	1224,7	1268,7	968,9	1025,0	804,3	850,0	814,4	784,6	1356,6	1815,5	2266,8	3259,2	4269,1	5269,8
700	1462,1	1506,5	1148,9	1222,2	947,5	1004,0	960,5	918,6	1663,9	2219,1	2790,6	4006,5	5239,6	6462,2
800	1704,9	1745,1	1334,4	1426,9	1093,6	1159,8	1109,1	1053,4	1995,5	2646,6	3345,0	4790,8	6246,6	7700,3
900	1952,4	1993,4	1526,2	1635,4	1241,9	1318,1	1259,9	1190,4	2342,2	3088,3	3925,7	5608,5	7303,0	8992,8
1000	2203,6	2235,9	1722,9	1850,6	1391,7	1477,6	1412,7	1328,9	2699,4	3547,2	4529,5	6461,4	8404,1	10344,8
1100	2458,6	2487,1	1925,2	2072,6	1543,7	1638,4	1567,2	1469,6	3065,3	4021,2	5152,5	7345,7	9546,8	11747,5
1200	2716,5	2733,3	2132,4	2291,1	1697,4	1800,8	1723,4	1612,0	3435,8	4503,5	5790,6	8258,0	10726,3	13196,2
1300	2976,9		2343,9		1852,7	1963,7	1880,8	1756,4						
1400	3239,1		2559,1		2008,9	2128,2	2039,5	1902,6						
1500	3503,3		2779,3		2166,3	2294,5	2199,0	2051,2						
1600	3769,1		3002,1		2324,6	2460,7	2359,4	2200,7						
1700	4036,7		3229,4		2484,1	2628,6	2520,6	2351,8						
1800	4305,1		3458,5		2643,7	2797,7	2682,2	2505,1						
1900	4574,3		3690,4		2804,4	2967,3	2844,6	2659,6						
2000	4844,4		3925,7		2965,2	3138,6	3007,9	2815,3						
2100	5115,7		4163,5		3127,7	3309,4	3171,6	2971,9						
2200	5387,0		4402,2		3289,3	3482,7	3335,4	3130,2						
2300	5658,7		4643,8		3452,6	3656,5	3499,5	3289,7						
2400	5930,9		4887,9		3615,5	3831,5	3664,9	3449,7						
2500	6203,0		5132,4		3778,8	4007,0	3830,3	3612,5						

Об установках ТВО для бетонных изделий

Тепловлажностная обработка бетонных и железобетонных изделий производится с целью ускорения твердения бетона и получения отпускной или проектной прочности. Классификация методов тепловой обработки железобетонных изделий из тяжелых и легких бетонов с использованием агрегатов непрерывного и периодического действия приведена в табл.3.79.

К агрегатам непрерывного действия относятся щелевые, туннельные многоярусные камеры, вертикальные пропарочные камеры, одно- и двухъярусные камеры прокатных станков, пакетировщики (табл.3.80, 3.81); к агрегатам периодического действия – ямные пропарочные камеры, применяемые при агрегатно-поточном способе производства, кассетные установки и термоформы, используемые при стендовом способе производства.

При агрегатно-поточном способе производства наиболее целесообразно применение секционных ямных камер на одно изделие в плане и на несколько по высоте.

Габаритные размеры пропарочных камер устанавливаются в соответствии с размерами изделий (форм) и особенностей их расположения внутри установки (табл.3.80).

В табл.3.82 представлены различные типы унифицированных блок-секций пропарочных камер периодического действия. Камера типа I применяется для изделий с габаритными размерами в плане 2×6 м; камеры типа II, I1с, III, и IV – 3×6 м; камеры типа V – 3×12 м.

Горизонтальные камеры тепловлажностной обработки конвейерного способа производства могут располагаться как под конвейером (вертикально- и наклонно-замкнутые конвейеры), так и рядом с ним (горизонтально-замкнутый конвейер). Для наиболее полного использования площадей и рациональной компоновки цеха длину горизонтальных пропарочных камер обычно принимают равной длине технологических постов, т.е. длине конвейера без учета подъемника, снижателя и передаточных тележек. Традиционным теплоносителем пропарочных камер является пар. Для повышения эффективности теплообмена в качестве теплоносителя рекомендуют применять аэрозольные среды, получаемые при мелкодисперсном распылении воды. Благодаря аэрированию горячей воды в камере происходит псевдокипение, которое, создавая однородность температурного поля, значительно снижает тепловые затраты.

Эффективна также тепловая обработка железобетонных изделий продуктами сгорания природного газа. Она может осуществляться в ямных, щелевых, туннельных и других камерах, оснащенных теплогенераторами. Широко применяется для изготовления изделий из легких бетонов на пористых заполнителях.

Т а б л и ц а 1

Классификация методов тепловой обработки железобетонных изделий из тяжелых и легких бетонов

Признак классификации	Теплоноситель	Метод тепловой обработки	Вид теплового агрегата
1	2	3	4
По виду теплоносителя	Насыщенный водяной пар	Пропаривание	Ямные, тоннельные (щелевые), вертикальные пропарочные камеры, термоформы, кассеты, термопосты для тепловой обработки труб
	Горячий воздух или паровоздушная смесь с низкой и пониженной влажностью при температуре среды: до 100° С	Прогрев в сухой среде	Тоннельные (щелевые) камеры, ямные камеры
	выше 100°С	Высокотемпературный прогрев в сухой среде	-
	Продукты сгорания газа	Прогрев в среде продуктов сгорания газа	-
	Высокотемпературные жидкости (различные виды масел, вода)	Масляный прогрев	Термоформы, кассеты
		Прогрев в горячей воде	Термобассейны
	Электроэнергия	Электрообогрев	Специальные нагревательные устройства, ТЭНы, КЭНы, уголковостержневые нагреватели, греющие сетки в камерах разных типов
		Индукционный прогрев	Тоннельные камеры непрерывного и периодического действия, электромагнитные камеры, колпаки
	Солнечная энергия	Прогрев с использованием солнечной энергии	Тоннельные камеры с пленочными покрытиями, пленочные инвентарные покрытия на полигонах, гелиоформы
	Смешанный	То же, с использованием дополни-	То же, с дополнительными устройствами

		тельных источников	
По температуре и давлению пара-воздушной среды	Водяной насыщенный пар при температуре до 100 °С, атмосферном и избыточном давлении не более 0,6 МПа То же, при температуре более 100 °С и избыточном давлении более 0,6 МПа	Пропаривание при атмосферном давлении, пропаривание при низком избыточном давлении Автоклавная обработка (запаривание)	Ямные и тоннельные камеры различных конструкций, малонапорные ямные камеры Автоклавы
	Отходящие газы и воздух при температуре более 100-С° и атмосферном давлении	Высокотемпературный прогрев в сухой среде отходящих газов (воздуха)	Тоннельные (щелевые) камеры
По способу подвода тепла (теплопередачи) к твердеющему бетону	Конвективный Кондуктивный Смешанный (конвективно-кондуктивный) Электрохимический (электродный прогрев)	Прогрев при преобладающем контакте открытой поверхности бетона изделия с теплоносителем Прогрев при преобладающем контакте теплоносителя с формой и прогрев бетона от стенок формы за счет теплопроводности Частичный прогрев со стороны открытой поверхности бетона и частично – со стороны формы, контактирующей с теплоносителем Прогрев за счет тепла, выделяющегося при прохождении тока через тело бетона	Тоннельные и ямные камеры на поддонах, под колпаками, термостаты для труб Термоформы, кассеты, обогреваемые стенды Обычные ямные и тоннельные камеры, обогреваемые стенды с колпаками, индукционные камеры (в зависимости от номенклатуры изделий при тепловой обработке в формах) Установки для электропрогрева
По периодичности действия тепловых агрегатов	Непрерывного действия	Прогрев при стационарном распределении температурных зон в тепловом агрегате и прохождении через них движущихся прогреваемых изделий	Тоннельные (щелевые), вертикальные камеры непрерывного действия, пакетировщики термоформ
	Периодического действия	Прогрев при стационарном поло-	Ямные камеры различных конструкций,

		жении в камере прогреваемых изделий и изменении температурного режима в камере во времени	тоннельные камеры периодического действия, термо-формы различных конструкций, обогреваемые стенды и теплопосты различных конструкций
--	--	---	--

Т а б л и ц а 2

Техническая характеристика унифицированных ямных пропарочных камер

Показатели	Типы камер				
	1	2	3	4	5
Внутренние размеры, м:					
длина	7,20	7,00	7,20	8,50	14,50
ширина	2,50	3,75	4,24	3,75	4,00
глубина	3,50	3,50	3,50	3,50	4,00
Отметка пола камеры, м	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-1,2
Отметка верха камеры, м	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8
Наибольший размер загружаемых изделий, м:					
длина	6,0	6,0	6,0	7,2	12,0
ширина	2,0	3,0	3,0	3,0	3,0
Коэффициент загрузки камеры	0,11-0,15	0,07-0,14			0,09-0,1
Количество секций в камере.	1-4	1-3	1-3	1-3	4
Тип пакетировщика	СМЖ-293	ЊЇÆ-293	СМЖ-293	ЊЇÆ-293	СМЖ-294
Тип автоматического захвата	СМЖ-226А	СМЖ-46А	2646/190АИ	СМЖ-50А	ЊЇÆ-46А
Производительность, тыс.м ³ /год*	2,470; 4,940; 7,410; 9,880	6,55; 13.10; 19,65	5,9; 11,8; 17,7	4,0; 8,0; 12,0	20,6

* Указана производительность каждой секции камеры

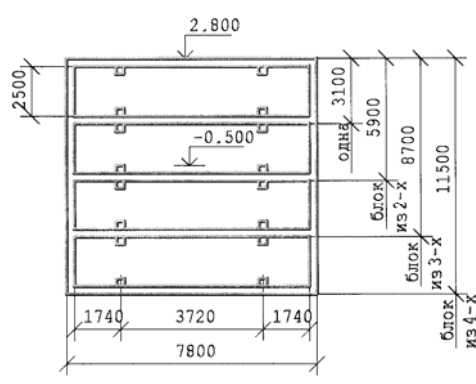
Т а б л и ц а 3

Техническая характеристика пакетировщиков

Показатели	Марки пакетировщиков		
	СМЖ 294	СМЖ 293	СМЖ 292
Размеры устанавливаемых на пакетировщик форм, мм:			
длина	14000	6000	6500
ширина	3490	3000	3300
Размеры ямной камеры, мм			
длина	14500	7000	7000
ширина	4000	3700	3700
глубина	4000	3500	2800
Число форм в ямной камере, шт.	4...6	5...7	4...6
Масса комплекта, т	1,37...1,44	1,24...1,32	1,10...1,18

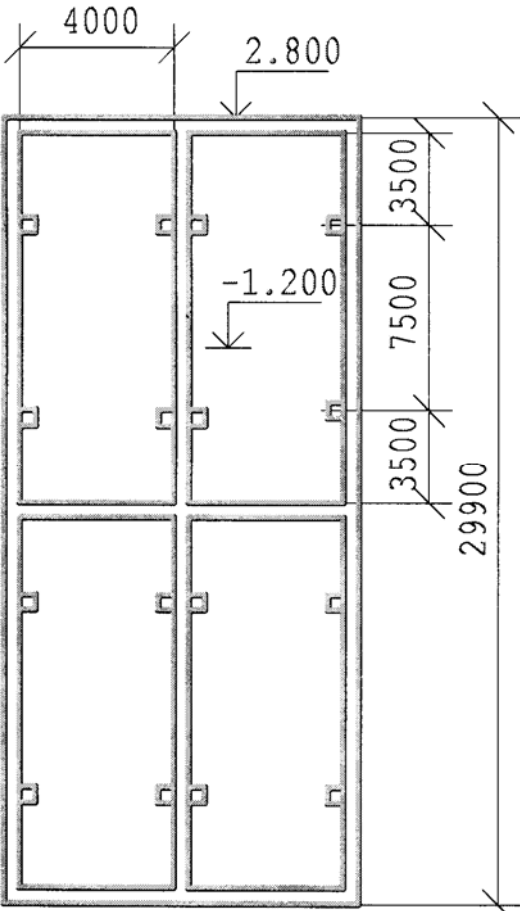
Т а б л и ц а 4

Унифицированный ряд камер для тепловой обработки
(типовой проект 409-10-38)

Тип блока	Эскиз	Количество камер в блоке, шт.	Внутренний объем, м ³
1	2	3	4
I		1 2 3 4	63 126 189 252

Продолжение табл. 4

1	2	3	4
II IIc		1 2 3	91,9 183,8 275,7
III		1 2 3	103 206 309
IV		1 2 3	111 222 333

1	2	3	4
V		4	930

Режимы и способы тепловлажностной обработки изделий назначаются согласно нормам технологического проектирования. С целью сокращения продолжительности тепловлажностной обработки (ТВО) используется предварительный электро- или пароразогрев бетонной смеси. При этом, однако, следует учитывать, что продолжительность ТВО зависит от вида цемента, поэтому для бетонов класса В 25 продолжительность периода подъема температуры и изотермического прогрева необходимо сокращать на 2 часа, а для бетонов класса В35 – на 1 час.

Сокращение времени ТВО на 2-4 часа может быть достигнуто вследствие применения жестких смесей или использования комплексных химических добавок.

В табл.3.83 представлены технологические расчеты теплотехнического оборудования.

Т а б л и ц а 5

Расчет количества тепловых установок и их характеристик

№ п/п	Рассчитываемые величины	Расчетные формулы	Условные обозначения
1	2	3	4
<i>1. Расчет установок периодического действия</i>			
1.1	Геометрические размеры камеры: l_k длина, м	$l_k = n_1 l + (n_1 + 1) l_1$	n_1 – количество форм, укладываемых по длине камеры, шт.; l – длина формы, м; l_1 – расстояние между формой и стенкой камеры, равное 0,4-0,5 м
	b_k ширина, м	$b_k = n_2 b + (n_2 + 1) b_1$	n_2 – количество изделий, укладываемых по ширине камеры, шт.; b – ширина формы, м; b_1 – расстояние между формами и стеной камеры, равное 0,35-0,4м;
	h_k высота (глубина), м	$h_k = n_3(h + h_1) + h_2 + h_3$	n_3 – число форм по высоте камеры, шт.; h – высота формы, м; h_1 – расстояние между формами, равное 0,2 м; h_2 – расстояние между формой и дном камеры, равное 0,15 м; h_3 – расстояние между верхом изделия и крышкой камеры, равное 0,05-0,01

Продолжение табл. 5

1	2	3	4
1.2	Требуемое количество пропарочных камер N_k , шт	$N_k = \frac{\Pi_r}{B_p V_n n K_{об} K_i}$ или $N_k = \frac{\Pi_{чу} \tau_{тво}}{n} + 2$	Π_r – годовая программа, м ³ ; B_p – годовой фонд рабочего времени, сут; V_n – объем изделия, м ³ ; n – количество изделий в камере, шт.; $K_{об}$ – коэффициент оборачиваемости камеры; K_i – коэффициент использования оборудования, равный 0,97; $\Pi_{чу}$ – часовая производительность формовочной установки, шт/ч; $\tau_{тво}$ – продолжительность тепловлажностной обработки (по ОНТП7-85), ч
1.3	Расчетная оборачиваемость камеры $K_{об}$	$K_{об} = \frac{24}{\tau}$	τ – полный цикл занятости камеры, ч
1.4	Полный цикл занятости камеры τ , ч	$\tau = \tau_3 + \tau_{тво} + \tau_p$ $\tau_3 = \tau_{ц} (n-1) + \tau_k$	τ_3 – загрузки камеры, ч; $\tau_{тво}$ – продолжительность тепловлажностной обработки (по ОНТП7-85), ч; τ_p – время разгрузки, равное 0,25-0,40 ч; $\tau_{ц}$ – цикл формования (по ОНТП7-85), ч; τ_k – время на транспортировку, равное 0,15- 0,2 м

Продолжение табл. 5

1	2	3	4
1.5	Коэффициент загрузки камеры $K_{зк}$	$K_{зк} = \frac{\sum_{i=1}^n V_{и}}{V_{к}}$	$\sum_{i=1}^n V_{и}$ – суммарный объем изделий, загружаемых в камеру, м ³ ; $V_{к}$ – объем камеры, м ³
<i>2. Расчет установок непрерывного действия</i>			
2.1	Количество форм, вагонеток в камере $n_{фв}$, шт	$n_{фв} = \frac{60\tau_{ТВО}}{\tau_{ц}}$	$\tau_{ТВО}$ – продолжительность ТВО (по ОНТП7--85), ч; $\tau_{ц}$ – ритм конвейера (цикл формования), мин
2.2	Количество пропарочных камер для одной конвейерной линии $N_{к}$, шт	$N_{к} = \frac{60\tau_{ТВО}}{\tau_{ц} n_{ф} n_{я}}$	$n_{ф}$ – количество форм-вагонеток на технологических постах конвейера, шт.; $n_{я}$ – количество ярусов по высоте камеры, шт.
2.3	Геометрические размеры камеры, м: – длина при цепном конвейере $l_{к}$, м;	$l_{к} = l_{фв} n_{фв} + l_{н}(n_{фв} - 1) + 2l_{рк}$	$l_{фв}$ – длина формы-вагонетки, м; $n_{фв}$ – количество форм-вагонеток, шт., $l_{н}$ – расстояние между формами-вагонетками, равное 0,3 м; $l_{рк}$ – расстояние между торцами камеры и бортом крайней формы, равное 0,4 – 0,5 м
	– длина при использовании толкателей $l_{к1}$, м; – ширина $в_{к}$, м;	$l_{к1} = l_{фв} n_{фв} + 2 l_{рк}$ $в_{к} = в_{фв} + 2в_{н} + 2\sigma_{с}$	$в_{фв}$ – ширина формы-вагонетки, м; $в_{н}$ – расстояние между формой и стенкой камеры, равное 0,2 м; $\sigma_{с}$ – толщина наружной стенки камеры, м, (принимается по теплотехническому расчету)

Окончание табл. 5

1	2	3	4
	– высота h_k , м	$h_k = h_1 + h_2 + h_3 + h_4$	h_1 – высота формы-вагонетки от головки рельса до верха, м; h_2 – величина зазора от верха формы до перекрытия, равное 0,2-0,3 м; h_3 – толщина перекрытия, равная 0,2 м; h_4 – высота рельса, равная 0,2 м
2.4	Длина камеры вибропрокатного стана L_k , м	$L_k = v \tau_{\text{тво}}$	v – скорость движения формовочной ленты, м/ч; $\tau_{\text{тво}}$ – продолжительность тепловлажностной обработки (по ОНТП7-85), ч

СОДЕРЖАНИЕ

1. Техническая термодинамика	
1.1. Основные понятия и определения	
1.2. Термодинамические процессы идеальных газов и паров	
1.2.1. О втором законе термодинамики	
1.3. Термодинамические процессы реальных газов и паров	
1.3.1 Влажный воздух	
1.3.2. $I - d$ – диаграмма	
2. Теплотехника и теплотехническое оборудование	
2.1. Топливо и его горение	
2.1.1. Характеристика топлива	
2.1.2. Составляющие топлива	
2.1.3. Теплота сгорания топлива	
2.1.4. Виды топлива и их применение в стройиндустрии	
2.1.5. Расчёт горения топлива	
2.1.5.1. Определение количества воздуха, необходимого для горения и количества продуктов горения	
2.1.5.2. Коэффициент расхода воздуха	
2.1.5.3. Температура горения топлива Приближённый метод расчёта T_k	
2.1.6. Основы теории горения	
2.1.6.1. Тепловая теория горения	
2.1.6.2. Цепная теория горения	
2.2. Основные законы движения газов	
2.2.1. Закон Гей-Люссака	
2.2.2. Закон сохранения массы	
2.2.3. Определение давлений	
2.2.4. Определение потерянного давления	
2.2.5. Уравнение Бернулли	
2.2.6. Истечение газов через отверстия	
2.2.7. Выбивание газов через открытые окна печей	
2.2.8. Движение газов в печах	
2.2.9. Устройства для создания тяги в печах	
2.2.9.1. Естественная тяга (трубой)	
2.2.9.2. Искусственная тяга	
2.3. Основы теплопередачи	
2.3.1. Передача теплоты теплопроводностью	
2.3.1.1. Плоская однородная стенка	
2.3.1.2. Плоская многослойная стенка	
2.3.2. Передача теплоты конвекцией	
2.3.3. Передача теплоты излучением	
2.3.3.1. Закон Кирхгофа	

2.3.3.2.	Закон Стефана – Больцмана
2.3.3.3.	Количество тепла, передаваемое излучением через отверстия в кладке.....
2.3.3.4.	Тепловые потоки в печном пространстве ..
2.3.3.5.	Теплопередача от одной газовой среды к другой через плоскую стенку
2.4.	Теплотехнические основы сушильного процесса
2.4.1.	Тепловой расчёт сушки
2.4.1.1.	Сушка воздухом
2.4.1.2.	Расчёт процесса сушки воздухом по I – d – диаграмме
2.4.1.3.	Расчёт сушки дымовыми газами по I – d – диаграмме
2.4.1.4.	Режимы сушки
2.4.2.	Виды сушильных установок (классификация)
2.5.	Тепловлажная обработка железобетонных и силикатобетонных изделий
2.5.1.	Установки периодического действия
2.5.2.	Установки непрерывного действия
2.5.3.	Новые способы ТВО
2.5.4.	Основы расчёта установок ТВО
2.5.4.1.	Приход теплоты
2.5.4.2.	Расход теплоты
2.5.5.	Особенности расчёта установок непрерывного действия
2.6.	Печи силикатных производств
2.6.1.	Узловые вопросы при анализе работы печей
2.6.1.1.	Горение топлива
2.6.1.2.	Аэродинамика
2.6.1.3.	Теплоотдача газов и кладки на поверхность материала
2.6.1.4.	Теплопередача через стенку
2.6.1.5.	Прогрев печных стен
2.6.1.6.	Теплообмен в слое материала
2.6.1.7.	Тепловые режимы печей
2.6.1.8.	Производительность и размеры печей
2.6.2.	Типы печей (классификация)
2.6.3.	Тепловые балансы печей
2.6.3.1.	Приход тепла
2.6.3.2.	Расход тепла
2.6.3.3.	Показатели работы печей
3.	Конструктивные элементы печей и оборудование
3.1.	Топливосжигающие устройства
3.1.1.	Топки твёрдого топлива
3.1.2.	Сжигание газового топлива
3.1.3.	Сжигание жидкого топлива
3.1.4.	Радиационные трубы

3.2. Конструктивные элементы печей	
3.2.1. Фундаменты, стены, своды	
3.2.2. Каркасы печей	
3.2.3. Гарнитура, механизмы печей.....	
3.3. Утилизаторы тепла	
3.4. Огнеупоры	
3.4.1. Классификация по химическому составу	
3.4.2. Методы формования	
3.4.3. Жаростойкие бетоны	
3.4.4. Теплоизоляционные огнеупоры	
3.5. АСУ тепловых установок	
4. Структура факторов топливoёмкости строительных материалов	
4.1. Область техники	
4.2. Экономико-организационная область	
4.3. Нормирование	
4.4. Потери на транспорте и у потребителя	
4.5. Направления технического прогресса в деле экономии топлива	
Литература	
Приложение (примеры теплотехнических расчётов)	

