

МОДЕЛИРОВАНИЕ БЛОКОВ ОЧИСТКИ

5.1. Нестационарный теплообмен в адсорберах блоков очистки

В циклически работающей адсорбционной установке для комплексной очистки воздуха осуществляется ряд взаимосвязанных последовательных нестационарных процессов тепломассообмена: адсорбция при повышенном давлении, сброс давления, регенерация, охлаждение, наполнение, параллельная работа адсорберов. Поэтому помимо расчета собственно адсорбции расчет адсорбционной установки включает определение продолжительности каждого из этих процессов и проверку неравенства

$$\tau_a - \sum_i \tau_i \geq k_a \tau_a \quad (5.1)$$

являющегося критерием осуществимости непрерывного процесса очистки. Здесь k_a - коэффициент запаса по времени адсорбции.

Типичная циклограмма работы одного адсорбера блока очистки показана на рис.5.1.

Для регенерации насыщенного адсорбента наиболее широко применяется термическая десорбция в потоке газа. Температурный режим процесса десорбции выбирается в соответствии с составом адсорбата, если он состоит из нескольких компонентов. В расчетах ориентируются на компонент, скорость десорбции которого наименьшая. Регенерацию обычно осуществляют частью очищенного газа или посторонним, свободным от сорбирующихся примесей, газом.

Пороговая температура десорбции воды из цеолитов составляет 150 °С. Диоксид углерода десорбируется значительно легче, чем вода.

Достаточно высокие скорости десорбции CO_2 , соответствующие пороговой температуре, достигаются при 0°C [26].

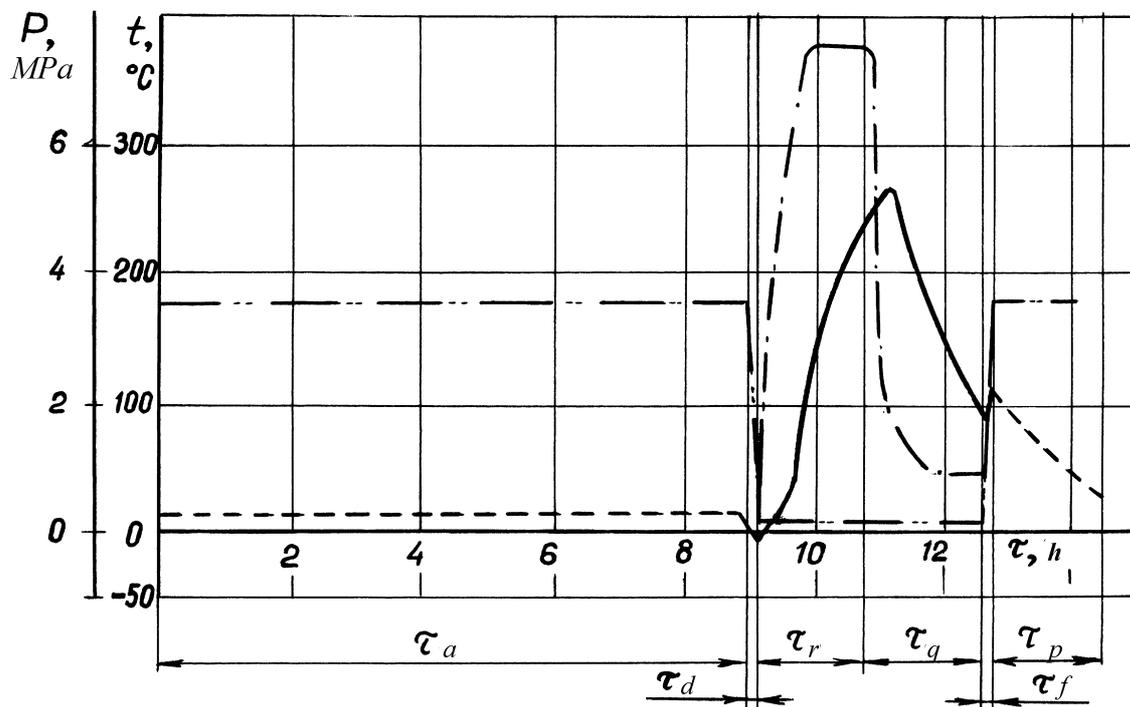


Рис.5.1. Циклограмма работы адсорбера блока очистки среднего давления:

— · — · — - давление в адсорбере; _ _ _ - температура воздуха в адсорбере;
 — · — · — - температура регенерирующего газа после подогревателя; _____ -
 температура регенерирующего газа после адсорбера; индексы: а - адсорбция; г -
 регенерация; q - охлаждение; f - наполнение; d - сброс; p - параллельная работа

Таким образом, расчет процесса регенерации состоит в определении времени разогрева слоя до заданной температуры при известном расходе регенерирующего газа. Продолжительность процесса десорбции может быть приближенно рассчитана по формуле

$$\tau_d = \frac{\sum_i m_i c_i \Delta T_i + \sum_j m_j q_j + \sum_l Q_l}{V_r \rho_r c_p \Delta T_r}, \quad (5.2)$$

где m - масса; ΔT - средняя разность температур в процессе десорбции; q - удельная теплота десорбции; Q - потери теплоты в окружающую среду в процессе десорбции; индексы: i - элементы блока очистки, j - сорбированные примеси, l - потери в окружающую среду, r - регенерирующий газ.

Продолжительность охлаждения и параллельной работы рассчитывают по зависимостям, аналогичным (5.2).

Система уравнений, описывающая одномерную задачу нестационарного теплообмена в потоке газа, проходящего через слой адсорбента, при наличии внутренних источников и потерь на границе слоя, может быть записана в виде:

$$\frac{\partial t_g}{\partial \tau} = -w \frac{\partial t_g}{\partial x} - k_1 (t_g - t_s) - k_3 (t_g - t_b); \quad (5.3)$$

$$\frac{\partial t_s}{\partial \tau} = k_2 (t_g - t_s) - k_4 (t_s - t_b) - k_7; \quad (5.4)$$

$$\frac{\partial t_b}{\partial \tau} = k_5 (t_g - t_b) + k_6 (t_s - t_b) - k_8, \quad (5.5)$$

где

$$k_1 = \frac{\alpha a_0}{\varepsilon \rho_g c_p}; k_2 = \frac{\alpha a_0}{(1 - \varepsilon) \rho_s c_s}; k_3 = \frac{\alpha_1 a_0}{f \rho_g c_p};$$

$$k_4 = \frac{\alpha_2 U}{f \rho_s c_s}; k_5 = \frac{\alpha_1 \varepsilon U}{f \rho_b c_b}; k_6 = \frac{\alpha_2 (1 - \varepsilon) U}{f_b \rho_b c_b};$$

$$k_7 = \frac{1}{c_s} \sum_i r_i \frac{\partial a_i}{\partial \tau}; k_8 = \frac{1}{\rho_b c_b} \sum_j q_{Vj};$$

a_i - количество i -го адсорбированного вещества; a_0 - поверхность гранул в единице объема; q_V - объемная мощность стоков теплоты в стенке адсорбера; r - теплота адсорбции; U - внутренний периметр адсорбера; α , α_1 , α_2 - коэффициенты теплоотдачи газ-адсорбент, газ-стенка, адсорбент-стенка соответственно; индексы: b - баллон, g - газ, s - адсорбент(цеолит); ε - порозность слоя (доля свободного объема).

Граничное условие задачи: на входе в адсорбер $t_g(0, \tau) = f(\tau)$; начальные условия: $t_g(x, 0) = \varphi_1(x)$; $t_s(x, 0) = \varphi_2(x)$; $t_b(x, 0) = \varphi_3(x)$.

Система уравнений (5.3) - (5.5) отличается от обычно применяемых моделей регенераторов [61] введением уравнения (5.5), связанного с применением баллонов-адсорберов значительной массы и учетом в уравнении (5.3) члена $1/w \partial t_g / \partial \tau$, пренебрежение которым при малых

скоростях газа неоправданно. С другой стороны, продольный перенос тепла в адсорбенте вследствие теплопроводности мал ($\lambda_s/(\rho_s c_s) \approx 0,3 \times 10^{-6}$ м /с) и поэтому его влияние на динамику процесса можно не учитывать.

В результате интегрирования системы (5.3)-(5.5) определяется продолжительность десорбции, охлаждения и параллельной работы адсорберов. Коэффициенты уравнений и скорость газа являются функциями температур, пространственной координаты и времени, поэтому для интегрирования системы необходимо применение численных методов, основанных на разностных аппроксимациях.

На плоскости (x, τ) вводится сетка с шагами Δx по пространству и $\Delta \tau$ по времени, $x = i \Delta x, i = 1, 2, \dots, N; \tau = n \Delta \tau, n = 1, 2, \dots$. Заменой производных в уравнении (5.3) разностными приближениями по схеме Кранка-Никольсона получено

$$\frac{t_i^{n-1} - t_i^n}{\Delta \tau} + w_i \frac{t_{i+1}^{n+1} + t_i^n - t_{i-1}^{n+1} - t_i^n}{4\Delta x} + k_{li}(t_i^n - t_{si}^n) + k_{3i}(t_i^n - t_{bi}^n) = 0. \quad (5.6)$$

Для слоя с $i = N$ применена схема

$$\frac{t_i^{n+1} - t_i^n}{\Delta \tau} + w_i \frac{t_i^{n+1} - t_{i-1}^{n+1}}{\Delta x} + k_{li}(t_i^n - t_{si}^n) + k_{3i}(t_i^n - t_{bi}^n) = 0. \quad (5.7)$$

Схема (5.6) второго порядка аппроксимации по $\Delta \tau$ и Δx является абсолютно устойчивой, поэтому она наиболее интересна для приложений [37].

Граничное условие записано в виде $t_i^n - f(\tau) = 0, i = 1$. Индекс g в выражениях (5.6), (5.7) опущен.

Неявные схемы (5.6), (5.7) приводят к трехдиагональной системе линейных алгебраических уравнений для значения t на временном слое $n + 1$, которая решается методом прогонки. Для интегрирования обыкновенных дифференциальных уравнений (5.4), (5.5) применен

метод Рунге-Кутты второго порядка. Для сглаживания осцилляций, возникающих при интегрировании уравнений (5.3) по схеме второго порядка (5.5) температуру газа на временном слое $n + 1$ вычисляют как $t_i^{n+1} = \alpha(t_i^{n-1} + t_i^n + t_i^{n+1})$, где $\alpha = 1/3$.

Для вычисления коэффициентов теплоотдачи в промышленных аппаратах с небольшим отношением H/d при $Pr = const$ можно использовать зависимости [45]:

$$\alpha d_e / \lambda = 0,0142 \text{Re}^{0,725}; \quad (5.8)$$

$$\alpha_1 d_e / \lambda = 3,004 / (20/\text{Re}^{0,75} + 25,9/\text{Re}). \quad (5.9)$$

Термическое сопротивление контакта адсорбент-стенка можно приближенно вычислить по формуле вида (5.9) со значением числителя 0,349. В этих корреляциях эквивалентный диаметр и скорость газа определяются как $d_e = 4\varepsilon/a_0$; $w = V_g / (\varepsilon f)$.

Перепад давления при движении газа через зернистый слой определяется формулой [26]

$$\Delta p = \left(\frac{40\mu\varepsilon}{w d_e \rho} + 0,75 \right) \frac{H w^2 \rho a_0}{2\varepsilon^3}. \quad (5.10)$$

Из (5.10) следует

$$G = [\sqrt{C^2 + 10,64 \Delta p \varepsilon^3 / (H \rho a_0)} - C] \rho f_b / 2, \quad (5.11)$$

где $C = 13,3 \mu a_0 / \rho$.

Выражение (5.11) может быть использовано для вычисления массового расхода газа через адсорбер при заданных гидравлическом сопротивлении и средней температуре газа в адсорбере.

В рассматриваемой задаче внутренними стоками являются затраты теплоты на десорбцию поглощенных веществ (CO_2 , H_2O) и потери теплоты через стенку баллона - на нагрев изоляции и в окружающую среду. Строгое вычисление мощности источников в адсорбенте,

определяемых величинами $\partial a_i / \partial \tau$, можно выполнить путем интегрирования системы уравнений кинетики адсорбции, дополняющей уравнения (5.3) - (5.5). Однако большинство известных в литературе математических моделей [26, 35] предназначено для описания изотермического процесса десорбции и неприменимо в условиях работы адсорберов ВРУ.

Для случая десорбции одного компонента уравнения материального баланса и кинетики имеют вид:

$$\begin{aligned} \frac{\partial c}{\partial \tau} &= -w \frac{\partial c}{\partial x} - \frac{\partial a}{\partial \tau}; \\ \frac{\partial a}{\partial \tau} &= K(c - c^*); a = f(c^*), \end{aligned} \quad (5.12)$$

где c - концентрация адсорбтива в регенерирующем газе; c^* - концентрация, равновесная с величиной адсорбции; K - коэффициент массопередачи. Как правило, коэффициент массопередачи определяется без учета продольного перемешивания, $K = 1/(1/\beta_g + 1/\beta_s)$, где β_g , β_s - коэффициенты массоотдачи в газовой и твердой фазах.

Начальные и граничные условия записывают в виде:

$$c(0, x) = c_0 [1 - \exp(-x/w)]; a(\tau, 0) = 0.$$

Часто предполагают, что внутренняя диффузия при повышенных температурах протекает быстро, и коэффициент массопередачи можно принять равным коэффициенту массоотдачи в газовой фазе. В математической модели [35] уравнения кинетики записаны в виде

$$\begin{aligned} \frac{\partial c}{\partial \tau} &= -w \frac{\partial c}{\partial x} + \frac{1}{\varepsilon \rho_g} W; \\ \frac{\partial a}{\partial \tau} &= -\frac{1}{(1 - \varepsilon) \rho_s} W, \end{aligned} \quad (5.12)$$

где W - скорость десорбции, описанная выражением $W = K_n a$; K_n - константа наблюдаемой скорости десорбции, являющаяся функцией температуры и скорости регенерирующего газа, $K_n = f(t_g, w)$.

Таким образом, интегрирование уравнений кинетики представляет собой самостоятельную задачу, для решения которой нужны соответствующие экспериментальные данные. Поэтому выражение для $\partial a_i / \partial \tau$ заменено на

$$k_7' = \frac{\sum_i q_{vi}'}{(1 - \varepsilon) \rho_s c_s}, \quad (5.14)$$

где $q_{vi}' = \psi_i(\tau) \rho_i V_g / V_b$; $\psi_i(\tau)$ - объемная концентрация i -го десорбированного компонента в газовом потоке на выходе из адсорбера, определенная экспериментально; V_g - объемный расход регенерирующего газа; V_b - объем баллона.

Расчет потерь теплоты на нагрев изоляции и в окружающую среду можно выполнить в приближении стационарного температурного поля цилиндрической стенки.

На рис.5.2 в качестве примера сопоставлены расчетные и экспериментальные зависимости температур газа до и после адсорберов в процессах нагрева и охлаждения. Несмотря на некоторое различие в характере изменения приведенных температурных кривых, расчетные продолжительности нагрева и охлаждения практически совпадают с экспериментальными.

Режим параллельной работы адсорберов следует за процессом наполнения и является, по существу, продолжением процесса охлаждения, происходящим при давлении адсорбции. Поэтому в качестве математического описания режима параллельной работы могут быть использованы уравнения и зависимости, приведенные выше. Отличия заключаются в способе определения расхода регенерирующего газа и условия окончания процесса.

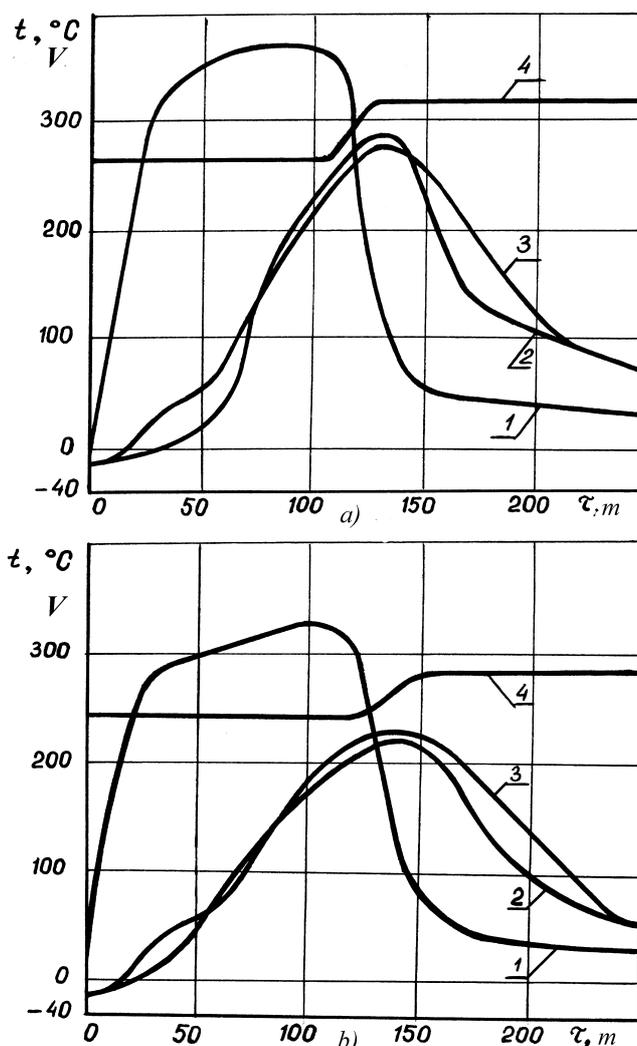


Рис.5.2. Зависимости измеренных температур газа на входе в адсорбер (1), на выходе из адсорбера (2), расхода регенерирующего газа (4) от продолжительности регенерации; 3 - расчетная температура газа на выходе из адсорбера: а) - адсорбер среднего давления; б)- адсорбер высокого давления

Массовый расход газа в регенерируемом адсорбере вычисляется из условия постоянства температуры смеси газовых потоков, проходящих через параллельно работающие адсорберы, по формуле,

$$G_g = G_a (t_{sm} - t_a) / (t_N - t_a), \quad (5.15)$$

где G_a - расход воздуха, перерабатываемого установкой; t_a - температура адсорбции; t_{sm} - заданная температура смеси; t_N - температура газа на выходе из охлаждаемого адсорбера.

5.2. Расчет нестационарного теплообмена в коммуникациях и электроподогревателях блоков очистки

Расчет процесса регенерации адсорберов путем интегрирования системы (5.3) - (5.5) может быть выполнен, если определена температура регенерирующего газа на входе в адсорбер $t(0, \tau)$, являющаяся граничным условием системы. Для решения этой задачи необходимо математическое описание нестационарного теплообмена в электроподогревателе и трубопроводах блока.

При одномерном описании нестационарного теплообмена достаточно рассмотреть уравнение энергии газа и уравнение теплопроводности стенки трубы. Для тонкостенных труб тепловым потоком вдоль оси трубы можно пренебречь и уравнение теплопроводности заменить уравнением теплового баланса. Соответствующие выражения имеют вид,

$$c_p \rho f \partial t / \partial \tau = -c_p \rho f w \partial t / \partial x + \alpha U (t_w - t); \quad (5.16)$$

$$c_w \rho_w f_w \partial t_w / \partial \tau = q_w f_w - \alpha U (t_w - t).$$

Разрешая уравнения (5.16) относительно производных, получим

$$\partial t / \partial \tau = -w \partial t / \partial x - \alpha U / (c_p \rho f) (t - t_w) + q_{V1} / (c_p \rho); \quad (5.17)$$

$$\partial t_w / \partial \tau = \alpha U / (c_w \rho_w f_w) (t - t_w) + q_{V2} / (c_w \rho_w). \quad (5.18)$$

Граничное условие задачи: при $x = 0$ $t(0, \tau) = \varphi(\tau)$;

начальные условия: при $\tau = 0$ $t(x, 0) = t_0(x)$; $t_w(x, 0) = t_{w0}(x)$.

Интегрирование системы (5.17), (5.18) достаточно эффективно осуществляется с помощью разностной схемы, приведенной в разделе 5.1.

Для расчета чисел Нуссельта при стабилизированном турбулентном течении в трубе использована зависимость работы [39], описывающая опытные данные в диапазоне $Re = 10^4 - 6 \times 10^5$,

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,4} (T/T_w)^{0,5}. \quad (5.19)$$

Электроподогреватель блока очистки представляет собой цилиндрический сосуд, в котором параллельно оси расположены трубчатые нагревательные элементы. Продольно-поперечное омывание элементов и стенки потоком газа осуществляется в пространстве между сегментными перегородками. Каждую из секций подогревателя можно, в достаточно близком приближении, считать емкостью смешения, а мощность элементов - равномерно распределенной в объеме.

Коэффициенты теплоотдачи газ-стенка подогревателя можно определить по уравнению [4]

$$\text{Nu} = 1,71 \text{Re}_0^{0,6} \text{Pr}^{0,3} (T/T_w)^{0,1}, \quad (5.20)$$

где Re_0 - число Рейнольдса, $\text{Re}_0 = d(G_1 G_2)^{1/2} / \mu$; G_1 - массовая скорость поперечного потока; G_2 - массовая скорость продольного потока (в проемах перегородок); d - внутренний диаметр подогревателя.

Выражение для объемной мощности подогревателя, состоящего из N нагревательных элементов мощностью Q каждый, при нагреве и начальной разности температур газ-элемент, равной нулю, получено в виде

$$q_{V1} = \frac{NQ}{V} \left[1 - \exp\left(\tau - \frac{4K}{d_e \rho_e c_e} \right) \right], \quad (5.21)$$

где V - объем электроподогревателя; индекс e - элемент.

Расчет потерь теплоты на нагрев изоляции и в окружающую среду q_{V2} можно выполнить в приближении стационарного температурного поля цилиндрической стенки. При охлаждении подогревателя $q_{V1} = 0$.

Последовательность емкостей смешения обычно описывают системой обыкновенных дифференциальных уравнений, получаемой из системы (5.17), (5.18) заменой пространственной производной разностными приближениями $(t_i - t_{i-1}) / \Delta x$. Однако такой подход требует чрезвычайно малого шага интегрирования из условий

вычислительной устойчивости и поэтому в модели подогревателя также использована разностная схема Кранка-Никольсена.

Важным являлся выбор рациональных шагов по пространству Δx и времени $\Delta \tau$. Опыт вычислений показал, что при шаге интегрирования $\Delta \tau \leq 0,5$ с и $n = 10$ (труба) либо $n = 6$ (электроподогреватель) результаты расчетов достоверно передают основные качественные и количественные особенности процесса. Расход теплоты на нагрев арматуры учитывался путем соответствующего увеличения массы (толщины стенки) трубы.

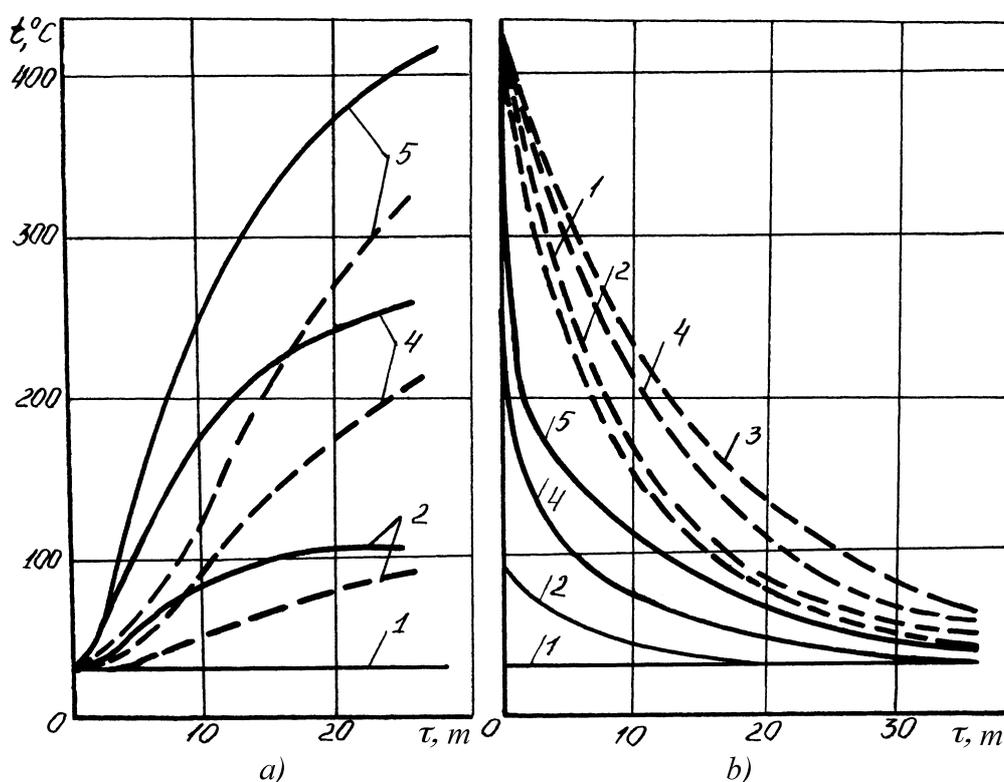


Рис.5.3. Расчетные профили температур газа (—) и стенки электроподогревателя (- - -): а)- нагрев; б) - охлаждение; цифры - номера секций

На рис.5.3, 5.4 показаны расчетные профили температур газа, стенок трубопровода и электроподогревателя в процессах нагрева и охлаждения.

Приведенные на рис.5.5 расчетные и экспериментальные зависимости температуры газа после электроподогревателя и трубопровода показывают их достаточно близкое совпадение. Данные приведены для подогревателя мощностью 90 кВт, трубопровода длиной 5,5 м с

диаметром 100 мм, расчетной толщиной стенки 16 мм, объемного расхода газа 530 м³/ч.

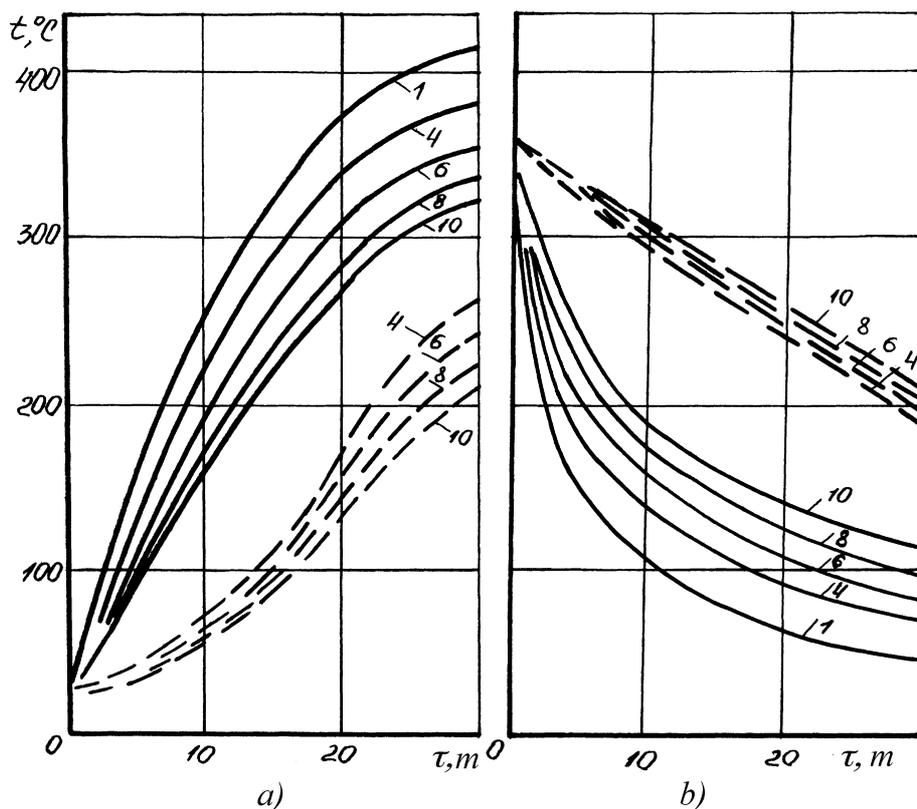


Рис.5.3. Расчетные профили температур газа (—) и стенки трубы(- - -): а)- нагрев; б) - охлаждение; цифры - номера участков

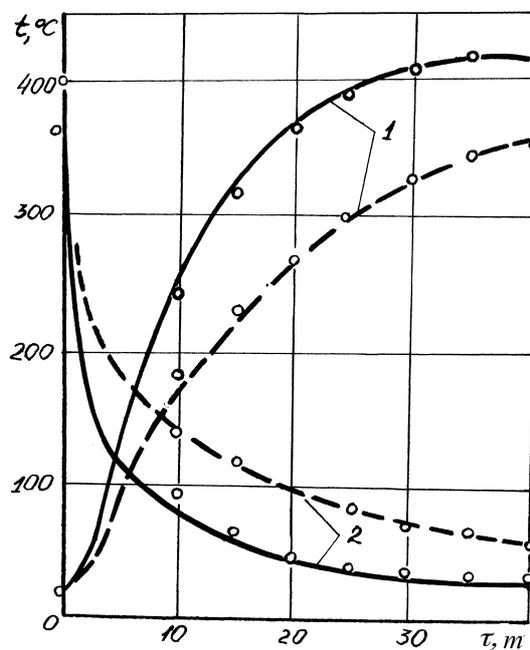


Рис.5.5. Расчетные температуры газа на выходе из электроподогревателя (—) и трубопровода (- - -): 1 - нагрев; 2 - охлаждение; о - измеренные значения температур

5.3. Расчет процессов сброса давления и наполнения цеолитовых адсорберов

Истечение газа из сосудов, заполненных адсорбентом, в пространство с более низким давлением происходит в адсорберах ВРУ при их переключении с адсорбции на регенерацию. Рассмотрим основные уравнения, описывающие этот процесс [5, 8]. Уравнение первого начала термодинамики для открытой системы имеет вид [36]

$$dQ + \sum_{k=1}^n (u_k + p_k v_k) dm_k = dU + dL, \quad (5.22)$$

где Q , U , L - теплота, полная внутренняя энергия и работа; p , v , u - давление, удельный объем и удельная энергия; dm - поток вещества.

Если величина u_k определяется только внутренней энергией и $n = 1$ (поступает только один поток),

$$dQ + hdm = dU + dL. \quad (5.23)$$

В уравнениях (5.22), (5.23) $dm > 0$ для потоков, поступающих в систему, и $dm < 0$ для потоков, покидающих ее. Если объем системы не меняется, то $dL = pdv = 0$. Рассмотрим процесс истечения газа из сосуда. Приняв, что рабочим телом является идеальный газ, воспользовавшись соотношениями $p = \rho RT$; $du = c_v dT$; $c_p/c_v = k$; $du = udM + Mdu$; $dm = -dM$; $c_p - c_v = R$ и дифференцируя уравнение (5.23) по времени, получим

$$\frac{dT}{d\tau} = \frac{k-1}{V} \frac{T}{p} \left(\frac{dQ}{d\tau} - \frac{k-1}{k} hG \right), \quad (5.24)$$

где G - массовый расход газа, $G = dm/d\tau$; $h = kRT/(k-1)$ - энтальпия; V - объем сосуда.

Для определения термодинамического состояния газа в сосуде необходим второй независимый параметр - плотность или давление. Изменение плотности во времени определяется уравнением

$$d\rho/d\tau = -G/V. \quad (5.25)$$

Уравнение состояния, продифференцированное по времени, имеет вид

$$\frac{dp}{d\tau} = R\rho \frac{dT}{d\tau} + RT \frac{d\rho}{d\tau}. \quad (5.26)$$

Из (5.24)-(5.26) следует

$$\frac{dp}{d\tau} = \frac{k-1}{V} \left(\frac{dQ}{d\tau} - hG \right). \quad (5.27)$$

Уравнение (5.24) можно представить в виде,

$$\frac{dT}{d\tau} = \frac{T}{p} \left(\frac{dp}{d\tau} - \frac{k-1}{k} \frac{hg}{V} \right). \quad (5.28)$$

Из уравнений (5.23), (5.25) следует, что для расчета процесса наполнения сосуда достаточно в уравнениях (5.27), (5.28) знак у второго члена в скобках заменить на противоположный.

При истечении газа из сосуда с адсорбентом порозностью ε происходит нестационарный теплообмен газа с адсорбентом и стенками баллона, теплообмен баллона с окружающей средой и десорбция сорбированных веществ. Процесс может быть описан моделью с сосредоточенными параметрами, поскольку, как установлено экспериментально, изменение температуры по высоте слоя незначительно. Дополняя уравнения (5.27), (5.28) уравнениями тепловых балансов газа, адсорбента и стенки баллона, получим:

$$\frac{dQ}{d\tau} = -\alpha_0 V (T - T_s) - \alpha_1 F (T - T_b); \quad (5.29)$$

$$\frac{dT_s}{d\tau} = \frac{\alpha \alpha_0}{(1-\varepsilon)\rho_s c_s} (T - T_s) - \frac{\alpha U_2}{f\rho_s c_s} - \frac{1}{c_s} \sum_i r_i \frac{da_i}{d\tau}; \quad (5.30)$$

$$\frac{dT_b}{d\tau} = \frac{\alpha_1 \varepsilon U}{f_b \rho_b c_b} (T - T_b) + \frac{\alpha_2 (1 - \varepsilon) U}{f_b \rho_b c_b} (T_s - T_b) - \frac{q_v}{\rho_b c_b}, \quad (5.31)$$

где обозначения те же, что и в уравнениях (5.4), (5.5).

Отметим, что для рассматриваемого случая уравнения (5.27), (5.28) относятся к свободному объему сосуда εV .

Для определения стоков тепла в адсорбенте, связанных с десорбцией, систему уравнений (5.27) - (5.31) следует дополнить уравнениями кинетики десорбции, например, (5.12). При решении задач динамики адсорбции часто предполагают, что адсорбционное равновесие устанавливается мгновенно и в систему дифференциальных уравнений вместо кинетических вводят уравнения изотерм адсорбции. В работе [6] на основании осмотической теории адсорбционного равновесия получена зависимость величины адсорбции a от температуры при давлениях, не превышающих критическое. Конкретные выражения имеют вид

$$\ln p = \ln p_0 + g\varphi(a), \quad (5.32)$$

где $\varphi(a) = \ln [a/(a_{\max} - a)]$; $\ln p_0 = -L_0/T + C_0$; $g = c(1 - b/T)$; a - предельная адсорбция.

Уравнение (5.32), содержащее пять параметров (a_{\max} , b , c , c_0 , L_0), позволяет по значениям двух любых переменных из a , p , T вычислить значение третьей. Из уравнения (5.32) нетрудно получить

$$a = \frac{a_{\max} (p/p_0)^{1/g}}{1 + (p/p_0)^{1/g}}. \quad (5.33)$$

Производные $da/d\tau$ можно вычислить через значения функций $a(p, T)$ в равноотстоящих точках по формулам, получаемым дифференцированием интерполяционного полинома Лежандра. Для четырех узлов с шагом $\Delta\tau$

$$a'(p, T) = (-2a_1 + 9a_2 - 18a_3 + 11a_4)/(6\Delta\tau). \quad (5.34)$$

Вычисления показали, что непосредственное применение выражения (5.34) приводит к дисбалансу тепла, накапливаемому со временем. Поэтому при численном интегрировании в выражения для источников тепла в адсорбенте следует ввести коэффициент k_2 , меньший единицы.

Экспериментальное исследование равновесной адсорбции смесей N_2 и O_2 на синтетических цеолитах выполнено в работе [23]. Расчет по уравнению (5.33) на основе этих данных показывает, что при рабочих давлениях блоков очистки воздуха в цеолите адсорбированы значительные количества кислорода и азота, десорбция которых вследствие уменьшения давления должна привести к существенному уменьшению температуры слоя.

Уравнения (5.27) - (5.31), (5.33), (5.34) представляют замкнутую систему нелинейных уравнений, численное решение задачи Коши для которой определяет средние значения суммарного теплового потока к газу, давления, переменных температур при истечении газа из сосуда, заполненного цеолитом.

Массовый расход вытекающего газа определяется по обычным формулам адиабатического течения с трением. Если тепловой поток Q определяется естественной конвекцией, выражение для коэффициента теплоотдачи в условиях переменного давления имеет вид

$$\alpha = k_1 A(T)(\Delta T/l)^{0,25} p^{0,5}, \quad 500 < Gr Pr \leq 2 \times 10^7. \quad (5.35)$$

Коэффициент теплоотдачи газ-адсорбент α можно вычислить по выражению (5.35). Параметр k_1 , определяемый на основании экспериментальных данных, введен в формулу (5.35) вследствие использования в качестве характерного размера l эквивалентного диаметра адсорбента $l = 4\varepsilon/a_0$.

Оценка значений комплексов, содержащих коэффициенты α_1 и α_2 , а также результаты экспериментов показали, что в первом приближении влияние теплообмена газа и адсорбента со стенкой баллона на динамику процесса можно не учитывать. Для интегрирования системы (5.27)-(5.31) применен метод Рунге-Кутты с

автоматическим выбором шага. Значения параметров уравнений (5.34), (5.35) составляют $k_1 = 0,11$; $k_2 = 0,26$ [8].

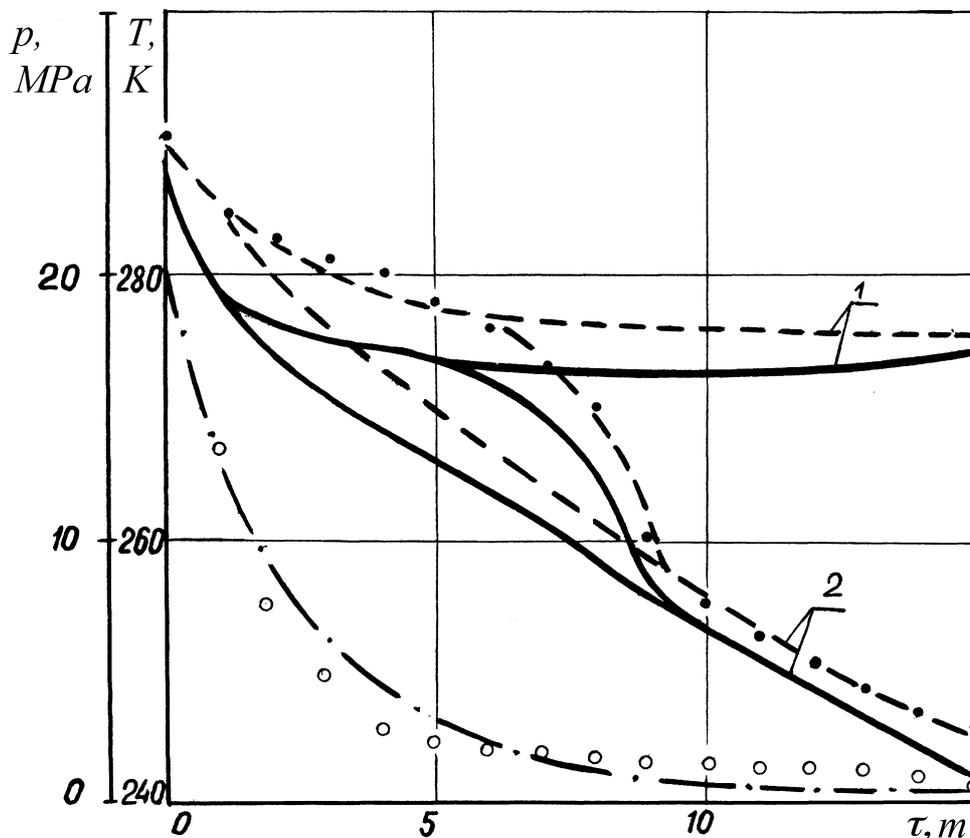


Рис.5.6. Расчетные значения температуры газа (____), температуры адсорбента (___), давления (___) в процессе сброса давления: 1- теплообмен; 2 - теплообмен с десорбцией O_2, N_2 ; • - температура адсорбента, о - давления, измеренные значения

На рис.5.6 сопоставлены расчетные и экспериментальные значения температуры адсорбента и давления в адсорбере в одном из экспериментов. Вычисления выполнены для условий теплообмена и теплообмена с десорбцией.

Анализ полученных данных показал, что существенное (на 50 - 60 K) уменьшение температуры газа и адсорбента, объясняемое десорбцией кислорода и азота, начинается при давлениях, меньших 3 - 4 МПа. При давлениях, больших 4 МПа, значения температур адсорбента, рассчитанных без учета десорбции, практически совпадали с экспериментальными. Следовательно, расчет нестационарного теплообмена при истечении воздуха из сосудов, заполненных синтетическим цеолитом NaX, можно выполнять по комбиниро-

ванной модели процесса, учитывающей только теплообмен при давлениях, больших критического, и теплообмен с десорбцией в области более низких давлений.