

## РОЗДІЛ «ТЕПЛОТЕХНІКА. ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА»

УДК 532.542.86.(088.8)

ГОЦУЛЕНКО В.В., к.т.н., с.н.с.

ГОЦУЛЕНКО В.Н.\*, к.т.н., доцент

Институт технической теплофизики НАН Украины

\*Институт предпринимательства “Стратегия”, г. Желтые Воды

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ  
ТЕРМОАКУСТИЧЕСКИХ АВТОКОЛЕБАНИЙ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ  
АКУСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РЕЗОНАТОРА ГЕЛЬМГОЛЬЦА

**Введение.** Обоснованный Л.Крокко механизм запаздывания  $\tau$  сгорания топлива оставался единственным общепризнанным механизмом вибрационного горения [1], что сыграло выдающуюся роль в развитии теории этого явления [2]. Способы подавления автоколебаний пытались определить экспериментально, с затратой значительных средств и времени.

В 50-х годах акустические поглотители, в основе которых положен резонатор Гельмгольца, были успешно применены для подавления автоколебаний в воздушно-реактивных двигателях. Вслед за этим они нашли применение в камерах сгорания жидкостных реактивных двигателей [3]. Для стабилизации поперечных форм колебаний начали применять анти-импульсные перегородки, которые также используются для борьбы с продольно-поперечными колебаниями. Достаточно полной теории процесса подавления колебаний анти-импульсными перегородками еще не создано [3]. В [4] для уменьшения амплитуды автоколебаний, возникающих при вибрационном горении, был использован проточный динамический демпфер. Также в этой работе аналитически определены способы уменьшения амплитуды колебаний, близких по форме к гармоническим. Механизм отрицательного теплового сопротивления, порождающий автоколебания как при конвективном подводе теплоты, так и при сгорании газообразного топлива, был обоснован в [5]. Автоколебания, возбуждающиеся при проявлении этого механизма, имеют диаметрально противоположный характер [6] изменения в сравнении с колебаниями генерируемыми механизмом Л.Крокко. Эта особенность должна быть учтена при разработке способов управления амплитудой колебаний вибрационного горения или их полного подавления.

**Постановка задачи.** Задачей данной работы является математическое моделирование автоколебаний вибрационного горения в трубе Рийке (рис.1), возбуждаемых совместным действием механизмов неустойчивости Л.Крокко, запаздывания сгорания топлива и предложенного авторами отрицательного теплового сопротивления при включении в колебательный контур резонатора Гельмгольца. При этом определяется влияние акустических параметров резонатора ( $L_{a_r}$  – акустической массы и  $C_{a_r}$  – акустической гибкости) на характер демпфирования рассматриваемых автоколебаний, что позволит осуществить оптимально демпфирование автоколебаний с помощью резонатора Гельмгольца.

**Результаты работы.** Нестационарные движения сжимаемой среды в сосредоточенном колебательном контуре трубы Рийке [6-7], акустические параметры которой  $L_a$  и  $C_a$ , а к емкости перед источником теплоподвода подключен резонатор Гельмгольца (рис.1), описываются следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} C_a \frac{dP}{dt} = G_T(t - \tau) + G_r - \varphi(P), & L_a \frac{dG_T}{dt} = F(G_T) - P, \\ C_{a_r} \frac{d\tilde{P}}{dt} = -G_r, & L_{a_r} \frac{dG_r}{dt} = P - \tilde{P} - k_r G_r^2, \end{cases} \quad (1)$$

где  $P = p_0 - p_T$ ,  $\tilde{P} = p_0 - p_T$ , функция  $\varphi(P)$  является обращением зависимости  $P = k_{др} G_{вх}^2$ , т.е.  $\varphi(P) = \sqrt{P/k_{др}}$ ,  $G_T$  – массовый расход воздуха в емкость резонатора,  $G_T$  – массовый расход продуктов сгорания,  $F(G_T)$  – напорная характеристика теплоподвода [6].

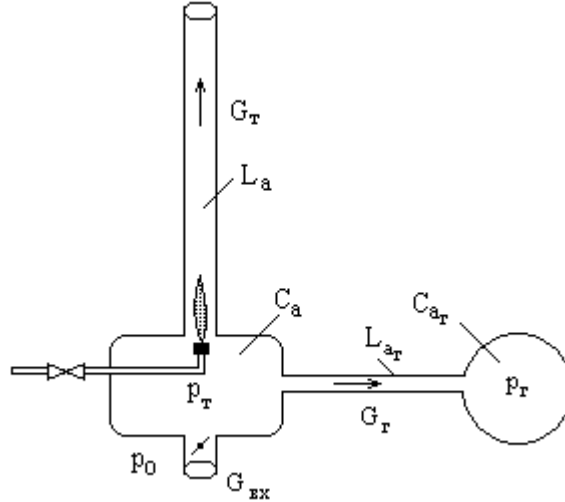


Рисунок 1 – Схема колебательного контура трубы Рийке с резонатором Гельмгольца

При уменьшении длины  $l_T$  трубки резонатора Гельмгольца его акустическая масса  $L_{a_r} = l_T/S_T \rightarrow 0$ ; в системе (1)  $k_T = 0$ ,  $P = \tilde{P}$ , и она преобразуется в динамическую систему с одной степенью свободы:

$$\begin{cases} (C_a + C_{a_r}) \frac{dP}{dt} = G_T - \varphi(P), \\ L_a \frac{dG_T}{dt} = F(G_T) - P. \end{cases} \quad (2)$$

Таким образом, в этом случае действие резонатора Гельмгольца сводится лишь к увеличению акустической гибкости основного колебательного контура. Анализ свойств автоколебаний системы (2) проводился в [6].

Также несложно проверить, что при уменьшении емкости резонатора, когда  $C_{a_r} \rightarrow 0$ , из (1) получается система (2), в которой следует положить  $C_{a_r} = 0$ . Следовательно, в случае уменьшения акустической гибкости  $C_{a_r}$  резонатора его динамическое воздействие на основной колебательный контур ослабевает и при нулевой гибкости  $C_{a_r} = 0$ , даже когда  $L_{a_r} \neq 0$ , его действие вовсе аннулируется.

Перейдем к безразмерным переменным, полагая:

$$x_1 = G_T/G_T^*, \quad x_2 = P/P^*, \quad x_3 = G_T/G_T^*, \quad x_4 = \tilde{P}/\tilde{P}^*, \quad t' = t/m_t, \quad \tau' = \tau/m_t, \quad (3)$$

где  $m_t$  – характерный масштаб времени (например,  $m_t = 1$  с), а параметры стационарного режима  $G_T^*$ ,  $P^*$ ,  $G_T^*$  и  $\tilde{P}^*$  определяются из (1), где положено:

$$dP/dt = 0, \quad dG_T/dt = 0, \quad d\tilde{P}/dt = 0, \quad dG_T/dt = 0. \quad (4)$$

Полагая  $G_T^* = \xi$ , из (1) при условии (4) получаем следующие выражения для параметров стационарного режима:  $P^* = \tilde{P}^* = F(\xi)$ ,  $G_T^* = 0$ , причем  $k = F(\xi)/\xi^2$ . В дальнейшем, т.к. величина  $G_T^*$  входит в знаменателе в состав безразмерной переменной

$x_3$ , полагаем  $G_r^* = m$ , где  $m$  – произвольная размерная константа (например  $m = \xi$ ). После замены переменных (3) система (1) приводится к следующей форме:

$$\begin{cases} \left( \frac{L_a \xi}{m_1 F(\xi)} \right) \frac{dx_1}{dt'} = \frac{F(\xi x_1)}{F(\xi)} - x_2, & \left( \frac{C_a F(\xi)}{m_1 \xi} \right) \frac{dx_2}{dt'} = x_1(t' - \tau') + \frac{m}{\xi} x_3 - \sqrt{x_2}, \\ \left( \frac{m L_{a_r}}{m_1 F(\xi)} \right) \frac{dx_3}{dt'} = x_2 - x_4 - \frac{k_r m^2}{F(\xi)} x_3^2, & \left( \frac{C_{a_r} F(\xi)}{m_1 m} \right) \frac{dx_4}{dt'} = -x_3. \end{cases} \quad (5)$$

На рис.2 изображены предельные циклы и формы, соответствующие им периодические автоколебательные решения системы уравнений (5) при изменении акустической массы  $L_{a_r}$  резонатора Гельмгольца, когда  $\tau' = 0.1$ ,  $C_{a_r} = C_a$ .

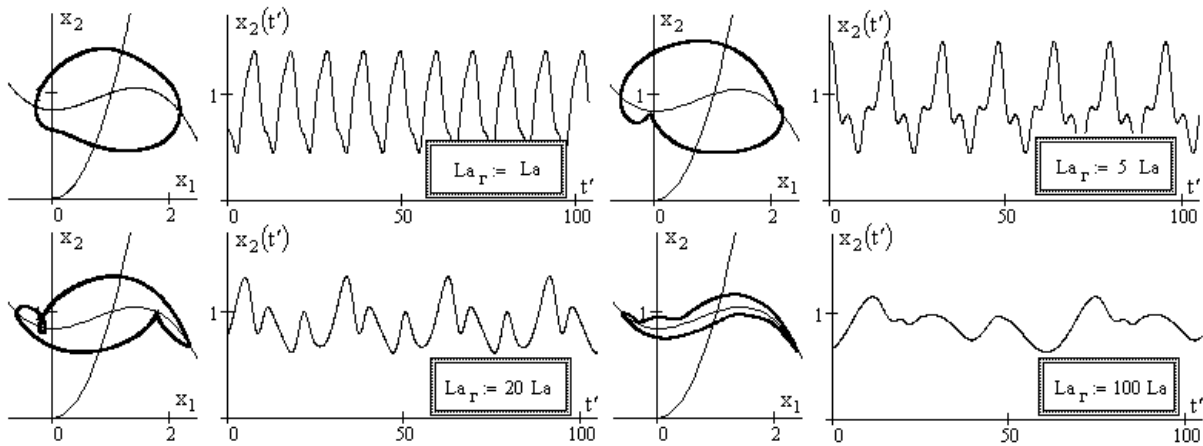


Рисунок 2 – Предельные циклы и формы автоколебаний при изменении  $L_{a_r}$

Характер деформации предельного цикла и автоколебательных решений системы (5) при  $\tau' = 0.1$ ,  $L_{a_r} = L_a$  и варьировании акустической гибкости  $C_{a_r}$  резонатора Гельмгольца приведен на рис.3. В этом случае автоколебания, как и в предыдущем случае (рис.2), возбуждаются совместным действием механизма Л.Крокко и отрицательно-го теплового сопротивления.

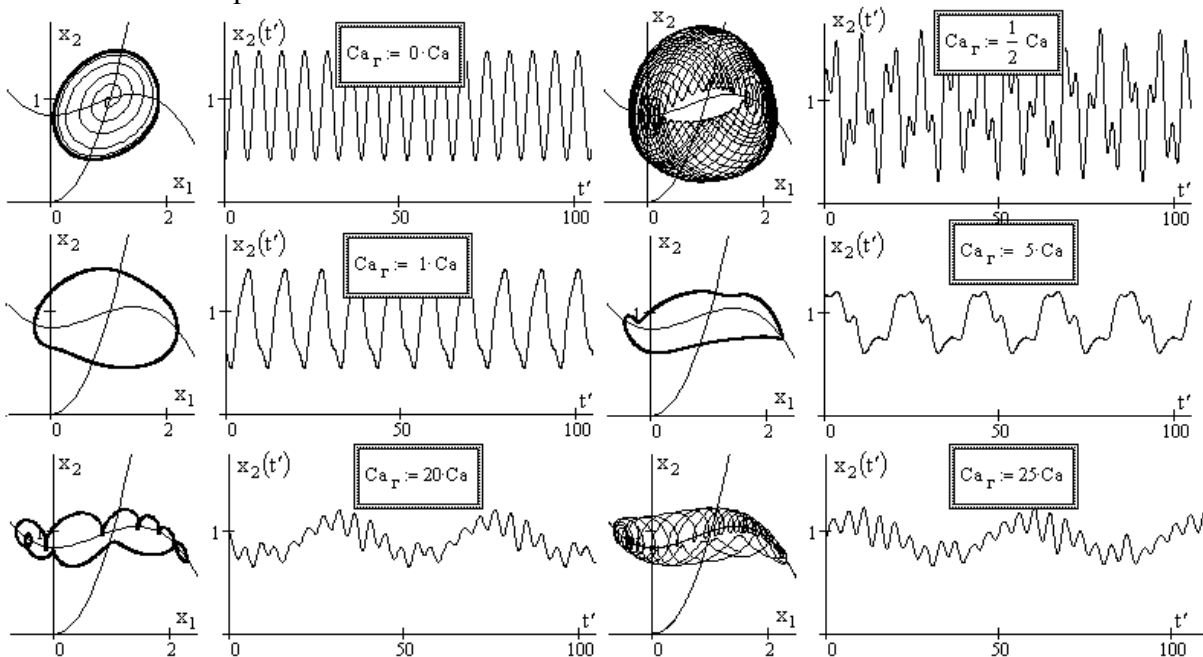


Рисунок 3 – Предельные циклы и формы автоколебаний при изменении  $C_{a_r}$

При малых значениях запаздывания  $\tau'$  механизм неустойчивости Л.Крокко фактически не проявляется и автоколебания в динамической системе (рис.1) возбуждаются из-за наличия восходящей (неустойчивой) ветви  $dF(G_T)/dG_T > 0$  на напорной характеристике  $F(G_T)$  (механизм теплоподвода) [4-6]. Однако с ростом  $\tau'$  действие механизма Л.Крокко усиливается, и он начинает преобладать над механизмом теплоподвода. Это приводит к диаметрально противоположному характеру изменения амплитуды автоколебаний в трубе Рийке (рис.1) при варьировании акустических параметров резонатора Гельмгольца.

Рассмотрим далее, как на автоколебания в основном колебательном контуре влияет резонатор Гельмгольца при одновременном увеличении его акустической гибкости и массы. Для этого положим в (5)  $C_{a\Gamma} = \varepsilon^{-1} \cdot C_a$ ,  $L_{a\Gamma} = \varepsilon^{-1} \cdot L_a$  при  $\varepsilon \rightarrow 0$ :

$$\begin{cases} \left( \frac{L_a \xi}{m_1 F(\xi)} \right) \frac{dx_1}{dt'} = \frac{F(\xi x_1)}{F(\xi)} - x_2, & \left( \frac{C_a F(\xi)}{m_1 \xi} \right) \frac{dx_2}{dt'} = x_1(t' - \tau') + \frac{m}{\xi} x_3 - \sqrt{x_2}, \\ \left( \frac{m L_a}{m_1 F(\xi)} \right) \frac{dx_3}{dt'} = \varepsilon \left[ x_2 - x_4 - \frac{k_\Gamma m^2}{F(\xi)} x_3^2 \right], & \left( \frac{C_a F(\xi)}{m_1 m} \right) \frac{dx_4}{dt'} = -\varepsilon \cdot x_3. \end{cases} \quad (6)$$

Автоколебательное решение системы (6) можно получить методом малого параметра, разлагая его в ряд по степеням  $\varepsilon > 0$ :

$$X_\varepsilon(t', \tau') = \sum_{k=0}^{\infty} X_k(t', \tau') \varepsilon^k, \quad X_\varepsilon = [x_1(t', \tau', \varepsilon), x_2(t', \tau', \varepsilon), x_3(t', \tau', \varepsilon), x_4(t', \tau', \varepsilon)]^T, \quad (7)$$

где  $X_k(t', \tau') = [x_{1,k}(t', \tau'), x_{2,k}(t', \tau'), x_{3,k}(t', \tau'), x_{4,k}(t', \tau')]^T$  ( $k \geq 0$ ). При  $\varepsilon = 0$  система (6) вырождается в следующую динамическую систему:

$$\left( \frac{L_a \xi}{m_1 F(\xi)} \right) \frac{dx_1}{dt'} = \frac{F(\xi x_1)}{F(\xi)} - x_2, \quad \left( \frac{C_a F(\xi)}{m_1 \xi} \right) \frac{dx_2}{dt'} = x_1(t' - \tau') - \sqrt{x_2}, \quad (8)$$

которая согласно (2) описывает автоколебания в трубе Рийке без подключенного к ней резонатора. Обозначим через  $x_1^*(t')$ ,  $x_2^*(t')$  периодическое решение системы (8). Тогда нулевое приближение в (7) запишется в виде  $X_0 = [x_1^*(t'), x_2^*(t'), 0, 0]^T$ . Для нахождения следующих слагаемых  $X_k$  ( $k \geq 1$ ) необходимо выполнить стандартную процедуру подстановки (7) в (6). Далее, приравнявая слагаемые при одинаковых степенях  $\varepsilon$ , получается рекуррентная последовательность линейных дифференциальных уравнений, из которой с любой заданной точностью можно получить автоколебательное решение  $X_\varepsilon(t', \tau')$  исходной системы (7). На рис.4. приведены трехмерное сечение аттрактора (рис.4, а), автоколебания, определяемые системой (6) при  $\varepsilon = 1/10$  (рис.4, б), а также автоколебания (рис.4, в), описываемые системой (8). Положение равновесия в системе (6) является неустойчивым и при малейшем отклонении от него фазовая точка некоторое время движется в окрестности предельного цикла системы (8). Далее, выйдя из области притяжения этого предельного цикла, она вплотную приближается к своему аттрактору, и режим динамики становится установившимся периодическим.

Реализовать на практике случай, когда  $\varepsilon \rightarrow 0$ , можно уменьшением диаметра  $d_\Gamma$  трубки резонатора и увеличением перепада температур:  $T$  – в камере горения и  $T_0$  – в емкости резонатора. Действительно, это следует из следующих соотношений:

$$\frac{L_a}{L_{a_r}} = \frac{\ell}{\ell_r} \frac{S}{S_r} = \frac{\ell}{\ell_r} \left( \frac{d}{d_r} \right)^2, \quad \frac{C_a}{C_{a_r}} = \frac{c_0^2}{c_r^2} \frac{V}{V_r} = \frac{T_0}{T} \frac{V}{V_r},$$

где  $c_0 = \sqrt{kRT_0}$  – скорость звука в объеме  $V_r$  резонатора,  $c = \sqrt{kRT}$  – скорость звука в камере горения.

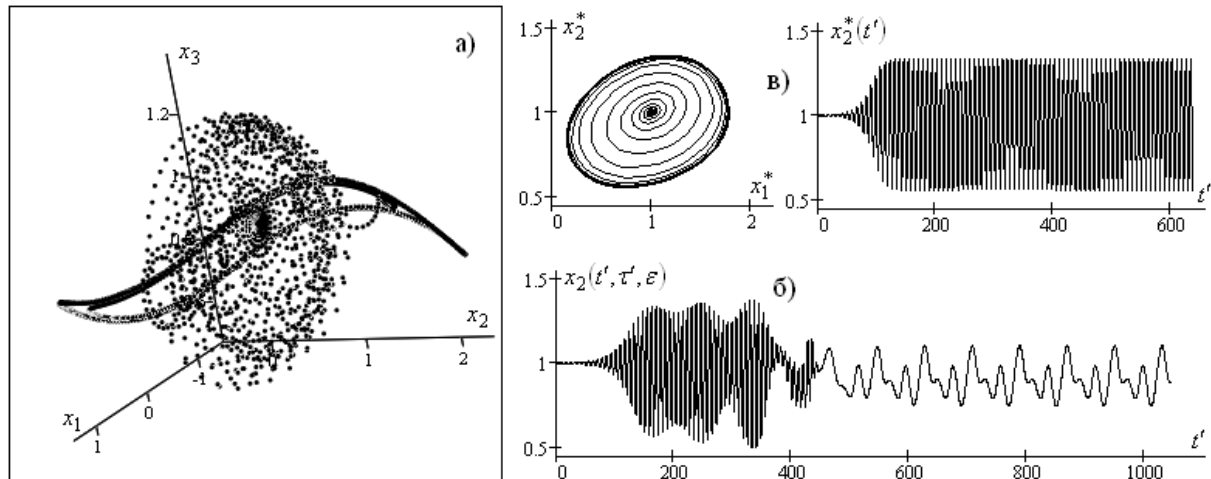


Рисунок 4 – Характер демпфирования автоколебаний при увеличении акустических параметров резонатора Гельмгольца

**Выводы.** Получена динамическая система с сосредоточенными параметрами, представляющая математическую модель трубы Рийке при присоединении к ней резонатора Гельмгольца. Установлен характер преобразования предельных циклов и соответствующих им форм автоколебаний в такой динамической системе при совместном действии механизмов неустойчивости Л.Крокко и отрицательного теплового сопротивления с изменением акустических параметров резонатора Гельмгольца.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Крокко Л. Теория неустойчивости горения в жидкостных ракетных двигателях / Л.Крокко, Чжен Синь-и. – М.: Изд-во иностранной литературы, 1958. – 351с.
2. Ларинов В.М. Автоколебания газа в установках с горением / В.М.Ларинов, Р.Г.Зарипов. – Казань.: Изд-во Казанского гос. техн. ун-та, 2003.–327с.
3. Натанзон М.С. Неустойчивость горения / Натанзон М.С. – М.: Машиностроение, 1986. – 247с.
4. Гоцуленко В.В. Математическое моделирование снижения амплитуд колебаний вибрационного горения в крупных промышленных агрегатах /В.В.Гоцуленко // Математическое моделирование, РАН. –2005.–Т. 17, № 11.– С.16-24.
5. Гоцуленко В.В. Тепловое сопротивление как механизм возбуждения автоколебаний / В.В.Гоцуленко, В.Н.Гоцуленко // Сборник науч. трудов Днепродзержинского гос. техн. ун-та. – Днепродзержинск, ДГТУ. – 2009. – С.95-100.
6. Басок Б.И. Проблема термоакустических колебаний и вибрационного горения / Б.И.Басок, В.В.Гоцуленко // Техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика: сборник науч. трудов.– Днепропетровск. – 2009. – Вып. 1. – С.5-15.
7. Гоцуленко В.В. Автоколебания в трубе Рийке при ее собственном волновом сопротивлении /В.В.Гоцуленко // Системные технологии. – 2004. – №4'(33). – С.45-51.

\*Запорожский государственный комбинат «Звезда»  
Днепродзержинский государственный технический университет

## КОНДЕНСАЦИЯ ПАРОВ БЕНЗИНА ИЗ ПАРОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ

**Введение.** Все технологические операции, которые проводятся с нефтепродуктами от добычи и переработки до потребления, сопровождаются различного рода потерями. Большое количество потерь происходит в результате испарения нефтепродуктов [1]. Газовые полости (ГП) резервуаров парков нефтехранилищ, нефтеперерабатывающих заводов, нефтебаз и АЗС, в которых находятся нефтепродукты, содержат пары летучих фракций углеводородов (ЛФУ). Перемешиваясь с воздухом, они образуют паровоздушные смеси (ПВС). Эти процессы происходят в замкнутых объемах газовых полостей резервуаров.

Уменьшить количество паров компонентов бензина в ПВС возможно путем их конденсации. Конденсация компонента ПВС происходит тогда, когда парциальное давление паров компонента больше давления его насыщенного пара. Парциальное давление компонента зависит от температуры, концентрации в ПВС и свойств бензина. Давление насыщенного пара компонента зависит от его свойств и температуры.

**Постановка задачи.** Условия для конденсации паров бензина можно создать различными путями:

1. Путем уменьшения температуры ПВС при постоянном давлении.
2. Путем увеличения давления смеси при постоянной температуре, например путем сжатия ПВС в компрессоре. Это приводит к повышению давления паров компонентов. Когда давление пара какого-либо компонента в ПВС становится больше давления насыщенного пара этого компонента, начнется процесс его конденсации.

3. Путем увеличения давления и уменьшения температуры ПВС.

В задачу исследования входят:

- рассмотрение условий начала конденсации компонентов ПВС;
- установление условий конденсации паров ПВС путем сжатия;
- определение давления над жидким конденсатом;
- вычисление массовых концентраций и массовых долей компонентов ПВС.

**Результаты работы.** Рассмотрим условия начала конденсации компонентов ПВС. Параметры компонентов ПВС бензина с температурой поверхностного слоя, равной  $25,6^{\circ}\text{C}$ , и давлением насыщенных паров при  $38^{\circ}\text{C}$   $p_{s38} = 68000$  Па приведены в табл.1. Количество паров бензина в ПВС составляет  $1,23$  кг/м<sup>3</sup>. ПВС при этих параметрах взрыво- и пожаробезопасна.

Таблица 1 – Параметры компонентов ПВС при температуре поверхностного слоя  $25,6^{\circ}\text{C}$

i	Компонент	$a_i$ , Па	$b_i$ , 1/град	$C_i$ , %	$\rho_i$ , кг/м <sup>3</sup>
1	2	3	4	5	6
1	Пропан	$4,73 \cdot 10^5$	0,027	1,5	0,04
2	Изобутан	$1,57 \cdot 10^5$	0,03	8	0,214

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5	6
3	Нормальный бутан	$1,06 \cdot 10^5$	0,032	10	0,268
4	Пентан	$2,58 \cdot 10^4$	0,037	14	0,375
5	Бензол	$5,69 \cdot 10^3$	0,036	0,5	0,013
6	Гексан	$6,78 \cdot 10^3$	0,042	6	0,161

где  $a_i$ , Па и  $b_i, \frac{1}{\text{дддд}}$  – экспериментальные коэффициенты;

$C_i$  – объемная концентрация  $i$ -го компонента, %;

$\rho_i$  – массовая концентрация  $i$ -го компонента,  $\text{кг/м}^3$ .

*Конденсация паровоздушной смеси путем охлаждения.* Парциальное давление паров  $i$ -го компонента ПВС

$$p_{pi} = \gamma_i p, \quad (1)$$

где  $\gamma_i$  – объемная доля  $i$ -го компонента ПВС;

$p$  – давление ПВС.

Зависимость давления насыщенного пара  $i$ -го компонента ПВС от температуры

$$p_{si} = a_i \cdot \exp(b_i \cdot t) \quad (2)$$

получена путем аппроксимации данных, приведенных в [2].

*Конденсация паров ПВС путем сжатия* в компрессоре воздушного охлаждения. Недоохлаждение после холодильной ступени компрессора составляет  $15^\circ\text{C}$ . Температура окружающей среды равна  $20^\circ\text{C}$ . Температура  $t_k$  ПВС после компрессорной ступени составляет  $20 + 15 = 35^\circ\text{C}$ .

Давление насыщенного пара  $p_{ksi}$  для  $i$ -го компонента при сжатии ПВС в компрессоре [3]

$$p_{ksi} = a_i \cdot \exp(b_i \cdot t_k). \quad (3)$$

Давление пара  $p_{pkci}$   $i$ -го компонента при различных степенях  $\varepsilon_j$  сжатия ПВС в компрессоре

$$p_{pkci} = \gamma_i \cdot p \cdot \varepsilon, \quad (4)$$

где  $p=101300\text{Па}$  – давление на входе в компрессор;

$\varepsilon$  – степени сжатия ПВС в компрессоре.

*Давление над жидким конденсатом.* После конденсации одного из компонентов ПВС начинается процесс абсорбции остальных компонентов в жидком конденсате. При этом масса конденсата увеличивается, объемные доли компонентов в ПВС уменьшаются, и устанавливается давление насыщенного пара над конденсатом, зависящее как от давления насыщенного пара компонентов, так и от объемных долей этих компонентов в жидком конденсате.

Состав конденсата определяется совокупностью сконденсировавшихся паров.

Парциальное давление паров  $i$ -го компонента  $p_{pci}$  в ПВС определяется зависимостью (1).

Массовая концентрация  $i$ -го компонента в ПВС

$$\rho_i = \frac{p_{pi}}{R_i \cdot T_n}, \quad (5)$$

где  $R_i$  – газовая постоянная  $i$ -го компонента;

$T_n$  – температура ПВС, К.

Температура  $T_n$  может быть любой, но выше температуры конденсации одного из компонентов ПВС. В нашем случае конденсация гексана начинается при температу-

ре смеси 2,8°C. Следовательно,  $T_n$  должна быть выше 2,8°C. Примем  $T_n = 303 \text{ K}$  ( $t_n=30 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

Вычислим массовые концентрации  $\rho_c$  (табл.2) и массовые доли  $\beta$   $i$ -го компонента ПВС (табл.3).

$$\beta_i = \frac{\rho_{c_i}}{\sum_{i=1}^6 \rho_{c_i}}. \quad (6)$$

Таблица 2 – Массовые концентрации компонентов в ПВС

	Пропан	Изобутан	нбутан	Пентан	Бензол	Гексан
$\rho_c, \text{ кг/м}^3$	0,027	0,21	0,257	0,405	0,031	0,259

Таблица 3 – Массовые доли компонентов в конденсате

	Пропан	Изобутан	нбутан	Пентан	Бензол	Гексан
$\beta_i$	0,022	0,177	0,216	0,341	0,026	0,218

Плотность  $\rho_i$   $i$ -го жидкого компонента в зависимости от температуры при  $t_n=30^\circ\text{C}$

$$\rho_i = \rho_{0i} \cdot (1 - \alpha_i \cdot t_n), \quad (7)$$

где  $\rho_{0i}$  – плотность  $i$ -го жидкого компонента при  $0 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\text{кг/м}^3$ ;

$\alpha_i$  – температурный коэффициент расширения  $i$ -го компонента,  $1/\text{град}$ .

Плотности жидких компонентов при  $0 \text{ }^\circ\text{C}$  и их температурные коэффициенты расширения приведены в табл.4.

Таблица 4 – Параметры жидких компонентов

	Пропан	Изобутан	нбутан	Пентан	Бензол	Гексан
$\rho_{0i}, \text{ кг/м}^3$	542,7	581	601	645,5	884,5	677,2
$\alpha_i, 1/\text{град}$	0,00313	0,0024	0,00226	0,00157	0,000984	0,00131

Объемные доли  $\gamma_i$   $i$ -го компонента, определенные зависимостью

$$\gamma_i = \frac{\beta_i \rho_i}{\sum_{i=1}^6 \beta_i \rho_i}, \quad (8)$$

приведены в табл.5.

Таблица 5 – Объемные доли компонентов в ПВС

	Пропан	Изобутан	нбутан	Пентан	Бензол	Гексан
$\gamma_i,$	0,027	0,195	0,23	0,33	0,018	0,2

Если все компоненты сконденсировались, то по закону Рауля давление насыщенного пара компонента над конденсатом пропорционально давлению насыщенного пара компонента и его объемной доле  $\gamma_i$  в жидкой смеси компонентов. Следовательно, давление насыщенного пара  $p_{skij}$   $i$ -го компонента над конденсатом при температуре  $t_j$  равно:



$$p_{skij} = \gamma_i \cdot a_i \cdot \exp(b_i \cdot t_j). \quad (9)$$

Суммарное давление насыщенного пара компонентов над конденсатом в зависимости от температуры  $t_j$  жидкого конденсата

$$p_{rsj} = \sum_{i=1}^6 p_{skk_{i,j}}. \quad (10)$$

При температуре поверхностного слоя бензина в резервуаре, равной  $2,5^\circ\text{C}$  образуется паровоздушная смесь, состав и параметры которой приведены в табл.6. Количество паров бензина в ПВС составляет  $0,595 \text{ кг/м}^3$ .

Таблица 6 – Состав компонентов ПВС

i	Компонент	$a_i$ , Па	$b_i$ , 1/град	C, %	$\rho_i$ , кг/м <sup>3</sup>
1	Пропан	$4,73 \cdot 10^5$	0,027	0,68	0,013
2	Изобутан	$1,57 \cdot 10^5$	0,03	4,1	0,105
3	Нормальный бутан	$1,06 \cdot 10^5$	0,032	5	0,128
4	Пентан	$2,58 \cdot 10^4$	0,037	6,4	0,204
5	Бензол	$5,69 \cdot 10^3$	0,036	0,455	0,015
6	Гексан	$6,78 \cdot 10^3$	0,042	3,4	0,129

При температуре поверхностного слоя бензина в резервуаре, равной  $-28^\circ\text{C}$ , образуется паровоздушная смесь, состав и параметры которой приведены в табл.7. Количество паров бензина в ПВС составляет  $0,235 \text{ кг/м}^3$ .

Таблица 7 – Состав ПВС при температуре поверхностного слоя бензина в РВС, равной  $-28^\circ\text{C}$ 

№	Компонент	$a_i$ , Па	$b_i$ , 1/град	C, %	$C_m$ , кг/м <sup>3</sup>
1	Пропан	$4,73 \cdot 10^5$	0,027	0,3	0,0066
2	Изобутан	$1,57 \cdot 10^5$	0,03	1,4	0,04
3	Нормальный бутан	$1,06 \cdot 10^5$	0,032	1,8	0,052
4	Пентан	$2,58 \cdot 10^4$	0,037	2,5	0,09
5	Бензол	$5,69 \cdot 10^3$	0,036	0,09	0,0034
6	Гексан	$6,78 \cdot 10^3$	0,042	0,01	0,043

Суммарное давление паров над конденсатом при температуре  $0^\circ\text{C}$  для рассмотренных случаев изменяется незначительно в диапазоне от  $76,7 \text{ КПа}$  до  $79,7 \text{ КПа}$ . Для конденсата, полученного из паров бензина, во всем диапазоне эксплуатационных температур можно принять среднее значение суммарного давления паров компонентов над конденсатом при температуре  $0^\circ\text{C}$   $p_s(0)$ , равным  $78,030 \text{ КПа}$ . В этом случае зависимость давления пара над конденсатом от температуры можно аппроксимировать уравнением

$$p_s(t) = a_k \cdot \exp(b_k \cdot t), \quad (11)$$

где  $a_k = 78030 \text{ Па}$  – давление насыщенного пара над жидким конденсатом при  $0^\circ\text{C}$ ;

$b_k = 0.031 \text{ 1/град}$  – температурный коэффициент.

#### Выводы.

1. Конденсация паров бензинов возможна при соответствующем сочетании давления и температуры паровоздушной смеси. Заданную концентрацию паров бензина в выбрасываемой после компримирования ПВС можно обеспечить при высоких давлениях и достаточно высокой температуре либо при низких давлениях и достаточно

низкой температуре. Получение высоких давлений требует использования компрессора, а получение низких температур требует использования источников холода, например, холодильной машины или детандера. Чем больше давление, создаваемое компрессором, тем больше мощность привода компрессора и его стоимость. Чем ниже потребная температура газовой смеси, тем большая мощность и стоимость источника холода.

Сочетание компрессора и холодильной машины можно выбрать, исходя из условия минимальной стоимости компрессорно-холодильного агрегата.

2. Конденсация компонентов ПВС возможна путем ее охлаждения или сжатия, или путем сжатия, а затем охлаждения сжатой ПВС.
3. При появлении конденсата одного из компонентов происходит абсорбция паров других компонентов в этом конденсате.
4. Давление насыщенного пара над жидким конденсатом мало зависит от температуры жидкого бензина, при которой была получена ПВС.
5. При сжатии и охлаждении ПВС можно выбрать степень сжатия компрессора и температуру охлаждения ПВС, при которых обеспечивается заданная концентрация паров бензина в выбрасываемой смеси.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Константинов Н.Н. Борьба с потерями от испарения нефтепродуктов / Константинов Н.Н. – М.: Государственное научно-техническое издательство нефтяной и горно-топливной литературы, 1961. – 260с.
2. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Варгафтик Н.Б. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1972. – 720с.
3. Греков В.Ф. Конденсация паров бензина с помощью компрессорной станции / А.А.Пьянков, А.А.Овсиевский // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2005. – №2(2). – С.30-33.

УДК 621.01.216

КЛИМОВ Р.А., к.т.н., доцент

Днепродзержинский государственный технический университет

### ОСОБЕННОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ ПРОЦЕССОВ ГОМОГЕНИЗАЦИИ ЭМУЛЬСИОННЫХ СРЕД

**Введение.** Все существующие методики расчетов предполагают нахождение режимных характеристик процессов диспергирования, эмульгирования или гомогенизации. Существуют различные методы получения эмульсий и их дальнейшей обработки. Перспективной является роторно-пульсационная обработка дисперсных систем в роторно-пульсационных аппаратах и пульсационных диспергаторах ударного типа [1-7]. В данном типе аппаратов реализуется комплекс сложных гидродинамических и теплофизических явлений, таких как высокоградиентные течения в зазорах между вращающимися и неподвижными элементами, интенсивные процессы турбулизации потока, явления кавитации и др. В роторных теплообменных аппаратах возникают импульсные явления локального вскипания обрабатываемой среды. Для этих аппаратов важным является определение относительных скоростей вращения элементов, оптимальных зазоров между этими элементами для различных типов обрабатываемых сред.

Наиболее сложным и трудноопределимым является учет процессов десорбции поверхностно-активных веществ с поверхности дисперсной фазы эмульсии. Слой поверхностно-активного вещества (ПАВ) составляет основное механическое и термическое сопротивление процессам тепломассообмена между фазами, поэтому для интенсификации этих процессов необходимо деформировать и впоследствии разрушить данный слой, реализовать процесс дробления дисперсной фазы, а после этого на новой поверхности раздела фаз восстановить нанослой ПАВ. Из-за недостаточного изучения и теоретического описания процессов десорбции ПАВ ими в большинстве случаев пренебрегают, считая, что межфазное натяжение на рассматриваемых границах раздела практически не изменяется, несмотря на уменьшение массы ПАВ на контактирующих поверхностях.

**Постановка задачи.** Практически каждый метод расчета процессов дробления частиц дисперсной фазы эмульсии сводится к рассмотрению основных типов неустойчивости, вызванных скоростью либо ускорением потока. Как следует из критериальных уравнений Бонда и Вебера, при соответствующих критических числах данных критериев уровень динамического воздействия, определяемый ускорением потока  $P_g = \rho_l g R$  или его скоростью  $P_w = 0.5 \rho_l w^2$ , определится зависимостью

$$P_{g,w} \propto \frac{\sigma}{R}, \quad (1)$$

где  $\rho_l$  – плотность потока в котором находится дисперсная фаза;

$g$  – ускорение (замедление) границы раздела фаз несущей и дисперсной сред;

$R$  – радиус частицы дисперсной фазы;

$\sigma$  – коэффициент поверхностного натяжения границы раздела фаз.

Из уравнения (1) следует, что уровень динамического воздействия прямо пропорционально зависит от значения коэффициента межфазного натяжения и обратно пропорционально – от радиуса рассматриваемой частицы. Соответственно, с увеличением  $\sigma$  растет и необходимый уровень динамической силы. С увеличением же радиуса  $R$  капли уровень динамического воздействия  $P_{g,w}$ , необходимого для процесса дробления, уменьшается.

Анализируя зависимость максимального размера дисперсий от удельной затраченной мощности  $N$ , необходимой для осуществления процессов дробления, в [1] получено уравнение, которое описывает данный процесс

$$\lg d = 2.1 - 0.41 \cdot \lg N. \quad (2)$$

Так, например, чтобы уменьшить дисперсность включения на порядок (т.е. в 10 раз), необходимо увеличить затрачиваемую энергию в  $\approx 275$  раз.

В данной работе для дробления частиц дисперсной фазы предлагается использовать резкий сброс давления и вызванное этим резкое закипание термолабильной части эмульсии (воды). При этом механические перемешивающие устройства не используются, а в самом процессе дробления участвуют частицы различных размеров, которые создают разные динамические силы, приводящие к дроблению более крупных частиц силами, действующими от мелких частиц при их закипании.

Допустим, после технологической зоны производства имеется какой-либо объем смазочно-охлаждающей жидкости (СОЖ), которая представляет собой эмульсию. Целью является получение наиболее однородного распределения частиц по размерам. Для этого необходимо определить режимные параметры, при которых процесс дробления крупных включений будет проходить наиболее оптимально.

**Результаты работы.** Первым шагом для расчета является определение характерных размеров частиц дисперсной фазы и их распределение по размерам. Для этого необходимо рассмотреть несколько произвольных срезов различных частей объема эмульсии. Здесь могут применяться оптические методы, основанные на: измерении размера частиц с помощью микроскопа, с помощью фотографий, изображение которых проектируется на градуированный экран; измерении отражательной или поглощательной способности эмульсий. Также можно применять метод центрифугирования и счетчик Коултера [8]. Наибольшее распространение получили оптические методы измерения размера частиц с помощью микроскопа совместно с видеокамерой и компьютерным обеспечением [1].

После того, как получены размеры капель дисперсной фазы, можно построить гистограмму распределения капель по размерам, которая является самым простым методом представления данных частоты распределения по размерам [8]. С помощью микроскопии можно также определить среднее расстояние между поверхностями соседних капель.

Характерное значение коэффициента межфазного натяжения будем считать первоначально известным и определенным еще перед началом использования данной СОЖ в производстве.

Выделяя необходимый уровень значения размера частиц, которые не должны присутствовать в эмульсии после процесса измельчения (например, должны быть частицы с радиусом, не превышающим  $R_{ef}$ ), важным является определение характерного размера соседних частиц, которые находятся возле выделенных для рассмотрения. Причем, их радиус должен быть меньше, чем радиус  $R_{ef}$ .

Будем считать, что параметром выбора размера соседней частицы, которая вносит наибольший вклад в разрушение рассматриваемой, будет соотношение

$$\psi = R \cdot h \rightarrow \min . \quad (3)$$

Таким образом, радиусом, определяющим значение  $\delta = R/R_{ef}$ , будет тот, для которого соотношение (3) минимально, а это возможно в том случае, если соседняя капля имеет достаточно малый размер либо находится относительно близко к рассматриваемой. В действительности, сочетание небольшого радиуса  $R$  и близкого расположения к выделенной капле определяют наиболее благоприятные условия для выполнения (3).

По найденным параметрам  $R_{ef}$ ,  $\delta$  и  $\vartheta_{cr} = h/R_{ef}$  ( $h$  – расстояние между центрами двух наиболее близко расположенных капель) можно определить необходимые значения коэффициента межфазного натяжения  $\sigma$  и необходимую начальную температуру  $t$  из уравнения

$$\begin{aligned} \vartheta_{cr}(R, \delta, t, \sigma) = & 17.165 + 22000R - 10.477\delta - 0.296t - 19.276\sigma + \\ & + 1.414 \cdot 10^{-3}t^2 + 1051.2\sigma^2 - 135.4Rt + 0.0852\delta t - 52200R\sigma - 0.6656t\sigma \end{aligned} \quad (4)$$

Значение коэффициента  $\sigma$  можно изменять, вводя соответствующие ПАВ и создавая соответствующую их концентрацию. После того, как будет определен возможный уровень снижения  $\sigma$ , остается найти, решая уравнение (4), начальную температуру системы, которая необходима для рационального протекания процесса дробления частиц дисперсной фазы. По определенной температуре  $t$  можно найти соответствующее давление насыщения термолабильной фазы эмульсии (воды), до которого необходимо повышать начальное давление всей системы и в результате снижения его до атмосферного получать эмульсию с размерами частиц ниже выбранного радиуса  $R_{ef}$ .

С учетом полученных данных можно определить необходимые температуру и давление в аппарате для гидротермического эмульгирования, а также необходимое количество ПАВ, которые будут введены в вихревой аппарат для смешения.

На рис.1, а) показан характерный дисперсный состав СОЖ после технологической зоны производства (например, охлаждение резца в металлообработке).

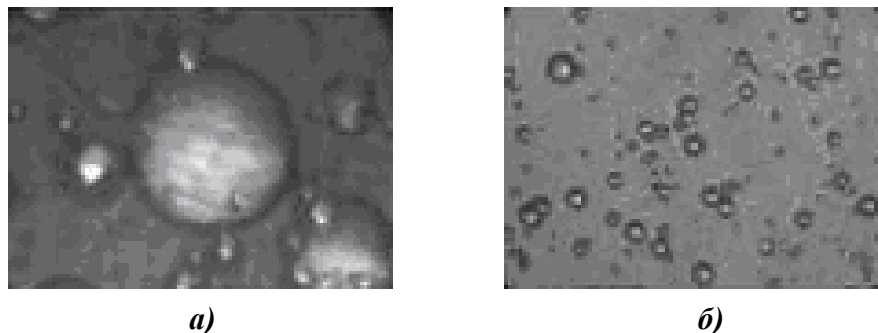


Рисунок 1 – Структура отработанной СОЖ (а) и получаемая в аппарате для гидротермического эмульгирования (б)

Видно, что данный состав имеет множество крупнодисперсных частиц, которые в наибольшей степени определяют устойчивость эмульсии к расслоению и, как следствие, дальнейшее ее использование. Путем одно- или многократного проведения процесса гидротермического эмульгирования при определенных расчетом рациональных параметрах в соответствующем устройстве над исходной СОЖ, которая представляет собой эмульсионный сток после технологической зоны производства (рис.1, а), можно получить требуемое распределение частиц по размерам, при котором эмульсия будет являться устойчивой к расслоению (рис.1, б), а также получить требуемые ее теплофизические характеристики. Таким образом, появляется возможность повторного использования отработанной СОЖ.

**Выводы.** Описана основная методика определения технологических параметров процесса гомогенизации эмульсионных сред, при которых можно достигнуть наименьших затрат энергии на проведение самого процесса и получения стойкой к расслоению эмульсии. Проведенные исследования повторного использования отработанных СОЖ после технологических зон производства на основе разработанных новых технологий процессов дробления дисперсной фазы эмульсий показали, что при определенных по данной методике расчетных параметрах для аппарата гидротермического эмульгирования можно приводить дисперсный состав СОЖ к нормативному и, как следствие, многократно повторно возвращать и использовать обработанную после каждого цикла отработанную СОЖ.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Долинский А.А. Теплофизические процессы в эмульсиях / А.А.Долинский, А.М.Павленко, Б.И.Басок. – Киев, Наукова думка, 2005. – 265с.
2. Басок Б.И. Оборудование для получения и обработки высоковязких дисперсных сред / Б.И.Басок, А.П.Гартвиг // Промышленная теплотехника. – 1996. – Т.18. –№1. – С.50-56.
3. Долинский А.А. Роторно-импульсный аппарат. 1. Импульсные эффекты локального адиабатического вскипания и кавитации жидкости / А.А.Долинский, Б.И.Басок // Промышленная теплотехника. – 1998. – Т.20. –№6. – С.7-10.
4. Долинский А.А. Роторно-импульсный аппарат. 2. Локальный импульсный нагрев жидкости / А.А.Долинский, Б.И.Басок // Промышленная теплотехника. – 1999. – Т.21. –№1. – С.3-5.

5. Долинский А.А., Басок Б.И. Роторно-импульсный аппарат. 3. Дробление включений дисперсной фазы / А.А.Долинский, Б.И.Басок // Промышленная теплотехника. – 1999. – Т.21. – №2-3. – С.5-6.
6. Иваницкий Г.К. Математическое моделирование процессов в пульсационном диспергаторе ударного типа / Г.К.Иваницкий, А.А.Корчинский, М.В.Матюшкин // Промышленная теплотехника. – 2003. – Т.25. – №1. – С.29-35.
7. Новиков В.С. Гомогенизация и диспергирование в современной технологии // Промышленная теплотехника. – 1990. – Т.12. – №5. – С.40-59.
8. Эмульсии / под ред. Ф.Шермана. – Л.: Химия, 1972. – 312с.

УДК 532.5.072.15

КОШЛАК А.В., к.т.н., доцент

Днепродзержинский государственный технический университет

### ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОРИСТОГО МАТЕРИАЛА

**Введение.** Эффективность использования топливно-энергетических ресурсов Украины в условиях их постоянного дефицита и дороговизны остается крайне низкой. На сегодняшний день одной из стратегических задач курса энергосбережения является снижение топливно-энергетических затрат в различных теплоагрегатах, при возведении и эксплуатации зданий, промышленных установок, аппаратуры трубопроводов, холодильников и т.д. В сложившихся условиях, учитывающих современный энергетический кризис в производстве промышленной и строительной теплоизоляции, возникла острая потребность в разработке и применении эффективных теплоизоляционных материалов для всех отраслевых хозяйств страны. Распространенность природных залежей кремнеземистых пород в регионах Украины (32 месторождения в 12 регионах), дешевое и доступное экологически чистое сырье и технология производства являются важным аргументом для дальнейших исследований, разработок и внедрений новых технологий производства теплоизоляционных материалов на основе гидросиликатов. Исследования в области получения таких теплоизоляционных материалов должны быть направлены на улучшение их теплофизических и конструктивных свойств.

**Постановка задачи.** Пористые теплоизоляционные материалы имеют широкий круг применения в различных областях техники. Поэтому к данным материалам предъявляют и соответствующие требования по интервалу значений теплофизических характеристик, в частности, теплопроводности, термической устойчивости и прочности. Очевидно, что эти показатели взаимосвязаны. Поэтому при производстве теплоизоляции следует решать оптимизационные задачи, позволяющие прогнозировать уровень значений названных характеристик.

В литературе [1, 2, 3] приводится описание состава и свойств нового пористого теплоизоляционного материала, полученного путем вспучивания с применением газообразователей. Состав и процентное соотношение компонентов сырьевой смеси в целом определяют теплофизические свойства конечного материала. Поэтому для его производства важно знать, как взаимосвязаны эти компоненты и технологические режимы с некоторыми наиболее интересующими технологов свойствами. Таким образом, задачей исследования является изучение влияния различных факторов на теплофизические характеристики пористых теплоизоляционных материалов.

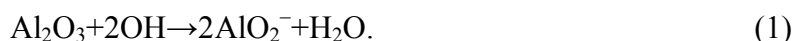
**Результаты работы.** В технологиях вспучивания кремнистых пород или кремнеземистых материалов техногенного происхождения сопровождается выделением га-

зообразных продуктов во всем объеме материала, находящегося в пластично-вязком состоянии, в процессе нагрева. Среднетемпературными газообразователями служат гидратная вода, бикарбонат натрия и глина, которые при нагреве образуют газы. Вспучивание газообразованием предполагает, что выделяющийся в процессе газообразования газ остается в гелеобразной пластичной газонепроницаемой фазе, которая кристаллизуется при среднетемпературном воздействии 100-120°C, с образованием ячеистой структуры пор. При этом с материалом происходят следующие превращения:

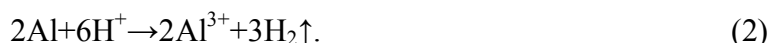
- 1) образование геля, насыщенного газообразователями и равномерно распределенного в объеме материала;
- 2) застывание геля без термического воздействия;
- 3) гранулирование;
- 4) вспучивание и образование монодисперсной пористой структуры с фиксированным размером пор, поверхность которой покрыта сплошной пленкой;
- 5) окончательная кристаллизация гранулы пористого материала при контакте со среднетемпературным теплоносителем.

При предварительной подсушке гранул температурой воздуха 100-120°C вязкость материала повышается, при этом начинается активное газообразование, которому способствует наличие в исходной смеси гидратной воды, бикарбоната натрия и глины. Интенсивность этого процесса регулируется температурой и временем воздействия теплоносителя, которые подбираются таким образом, что газовые ячейки увеличиваются до определенного, заданного размера, не сливаясь и не схлопывая. Таким образом, внутренние поверхности газовых ячеек стабилизированы, а наружная поверхность гранул покрыта сплошной пленкой. Время температурного воздействия определяет как структурные характеристики (пористость и размер пор), так и прочностные свойства материала и его термостойкость. Окончательное структурирование материала происходит при более высокой непродолжительной термообработке.

Глина является дополнительным низкотемпературным газообразователем. Сильная щелочь при взаимодействии с окислом алюминия растворяет защитную окисную пленку на поверхности алюминия:



Алюминий переходит в раствор в виде ионов  $\text{Al}^{3+}$ , при этом выделяются три моля водорода:



Глина повышает термостойкость полученного материала. В результате взаимодействия глины с компонентами смеси под воздействием высоких температур образуются новые химические соединения, обладающие более высокими огнеупорными свойствами.

Для оценки влияния состава сырьевой смеси и термических режимов ее обработки на теплофизические свойства конечного образца разработана математическая модель.

В качестве показателей процесса, характеризующих поведение материала при тепловой и механической нагрузках, были взяты пористость  $Y_1$ , теплопроводность  $Y_2$ , модуль Юнга  $Y_3$  и термостойкость материала  $Y_4$ . В качестве факторов, влияющих на эти показатели, использованы содержание глины  $X_1$ , содержание  $\text{Na}_2\text{CO}_3$   $X_2$ , влажность материала  $X_3$  и температура обработки  $X_4$ .

Данные, полученные в ходе эксперимента, приведены в табл. 1, 2. Для построения моделей использовался ортогональный центральный композиционный план второго порядка с ядром  $2^4$ [4].

Таблица 1 – Уровни варьирования факторов

X	-1,414	-1	0	+1	+1,414	$\Delta$
X <sub>1</sub>	16,7	25	45	65	73,3	20
X <sub>2</sub>	2,17	3	5	7	7,83	2
X <sub>3</sub>	11,7	20	40	60	68,3	20
X <sub>4</sub>	258,6	300	400	500	541,4	100

Таблица 2 – Значения показателей Y<sub>1</sub>

№	X <sub>1</sub>	X <sub>2</sub>	X <sub>3</sub>	X <sub>4</sub>	Y <sub>1</sub>	Y <sub>2</sub>	Y <sub>3</sub>	Y <sub>4</sub>
1	+1	+1	+1	+1	0,181	0,020	16,8	1200
2	-1	+1	+1	+1	0,362	0,031	16,2	800
3	+1	-1	+1	+1	0,395	0,038	35,3	1080
4	-1	-1	+1	+1	0,519	0,076	31,3	760
5	+1	+1	-1	+1	0,154	0,023	39,6	1200
6	-1	+1	-1	+1	0,416	0,035	39	600
7	+1	-1	-1	+1	0,433	0,041	41,9	980
8	-1	-1	-1	+1	0,429	0,039	41	590
9	+1	+1	+1	-1	0,159	0,018	34	1240
10	-1	+1	+1	-1	0,428	0,044	32	810
11	+1	-1	+1	-1	0,444	0,048	37,7	1000
12	-1	-1	+1	-1	0,433	0,046	37	740
13	+1	+1	-1	-1	0,190	0,025	40,6	1190
14	-1	+1	-1	-1	0,388	0,039	39	630
15	+	-	-	-	0,419	0,053	40,9	900
16	-	-	-	-	0,530	0,078	40,4	650
17	-1,414	0	0	0	0,321	0,047	31,4	1200
18	+1,414	0	0	0	0,375	0,051	21,9	800
19	0	-1,414	0	0	0,322	0,046	18,4	960
20	0	+1,414	0	0	0,353	0,050	38	900
21	0	0	-1,414	0	0,421	0,056	15	1100
22	0	0	+1,414	0	0,519	0,076	31	980
23	0	0	0	-1,414	0,283	0,038	17,4	860
24	0	0	0	+1,414	0,480	0,063	36	820
25	0	0	0	0	0,331	0,027	31	840

После проведенных расчетов по алгоритму метода были получены оценки коэффициентов в моделях, приведенные в табл.3.

Таблица 3 – Оценки коэффициентов в моделях, характеризующих степень влияния факторов и их взаимодействий на показатели

№	X <sub>1</sub>	X <sub>2</sub>	X <sub>3</sub>	X <sub>4</sub>	Y <sub>1</sub>	Y <sub>2</sub>	Y <sub>3</sub>	Y <sub>4</sub>
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	+1	+1	+1	+1	0,181	0,020	16,8	1200
2	-1	+1	+1	+1	0,362	0,031	16,2	800
3	+1	-1	+1	+1	0,395	0,038	35,3	1080
4	-1	-1	+1	+1	0,519	0,076	31,3	760
5	+1	+1	-1	+1	0,154	0,023	39,6	1200
6	-1	+1	-1	+1	0,416	0,035	39	600
7	+1	-1	-1	+1	0,433	0,041	41,9	980



Продолжение таблицы 3

1	2	3	4	5	6	7	8	9
8	-1	-1	-1	+1	0,429	0,039	41	590
9	+1	+1	+1	-1	0,159	0,018	34	1240
10	-1	+1	+1	-1	0,428	0,044	32	810
11	+1	-1	+1	-1	0,444	0,048	37,7	1000
12	-1	-1	+1	-1	0,433	0,046	37	740
13	+1	+1	-1	-1	0,190	0,025	40,6	1190
14	-1	+1	-1	-1	0,388	0,039	39	630
15	+	-	-	-	0,419	0,053	40,9	900
16	-	-	-	-	0,530	0,078	40,4	650
17	-1,414	0	0	0	0,321	0,047	31,4	1200
18	+1,414	0	0	0	0,375	0,051	21,9	800
19	0	-1,414	0	0	0,322	0,046	18,4	960
20	0	+1,414	0	0	0,353	0,050	38	900
21	0	0	-1,414	0	0,421	0,056	15	1100
22	0	0	+1,414	0	0,519	0,076	31	980
23	0	0	0	-1,414	0,283	0,038	17,4	860
24	0	0	0	+1,414	0,480	0,063	36	820
25	0	0	0	0	0,331	0,027	31	840

Для проверки зависимости влияния факторов и их взаимодействий на показатели, а также адекватности полученных ошибок наблюдений  $S^2$  для каждого показателя в «нулевой» точке  $X_1 = X_2 = X_3 = X_4 = 0$  были проведены четыре повторных опыта. Их результаты приведены в табл.4.

Таблица 4 – Значения повторных опытов и дисперсий ошибок для показателей  $Y$ 

Показатель	Значение показателя в повторных опытах				Дисперсия ошибок наблюдений
	1	2	3	4	
$Y_1$	67	72	73	68	8,667
$Y_2$	0,11	0,10	0,15	0,12	0,00047
$Y_3$	28,9	32,2	32,9	30	3,487
$Y_4$	820	870	850	820	600

В результате при расчете по формуле оценки дисперсии ошибки наблюдения

$$S^2 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 (Y_i - \bar{Y})^2, \quad (3)$$

где  $Y_i$  – значение показателя  $Y$  в  $i$ -ом повторном опыте, а  $\bar{Y}$  – среднее значение  $Y$  в «нулевой» точке, получили дисперсии ошибок наблюдений (табл.4).

«Пороги значимости» для оценок коэффициентов, характеризующих силу влияния факторов и их эффектов взаимодействия, находились как  $h_i = t_{кр}(\alpha; \varphi)$ , где  $S$  – среднее квадратическое отклонение ошибки наблюдения,  $h_i = t_{кр}(\alpha; \varphi) \cdot \sqrt{c_i}$ ,  $t_{кр}(\alpha; \varphi)$  – критическое значение распределения Стьюдента для уровня значимости  $\alpha$  и числа степеней свободы  $\varphi$ . В проведенных исследованиях  $\varphi = 3$ ;  $c_1 = 0,05$  для

$x_i$ ,  $c_2 = 0,125$  для  $x_i^2$ ,  $c_3 = 0,0625$  для  $x_i \cdot x_j$ ,  $i, j = 1 \dots 4$  [5]. В результате расчетов по формуле (3) полученные для показателей  $Y$  «пороги значимости» для оценок коэффициентов приведены в табл.5.

Таблица 5 – «Пороги значимости» для факторов и их взаимодействий

Показатели	Пороги значимости		
	$X_i$	$X_i^2$	$X_i X_j$
$Y_1$	2,095	3,312	2,342
$Y_2$	0,015	0,024	0,017
$Y_3$	1,329	2,101	1,485
$Y_4$	17,429	27,557	19,486

Исключив из моделей факторы и их взаимодействия, величина коэффициентов которых по модулю меньше указанных «порогов значимости», для уровня значимости  $\alpha = 0,5$  получили следующие зависимости:

$$\hat{Y}_1 = 83,52 + 3,736X_1 + 6,207X_2 + 14,08X_3 + 5,255X_4 - 11,2X_1^2 - 6,95X_2^2 - 7,2X_3^2 - 3,45X_4^2 + 2,5X_3X_4, \quad R = 0,914 \quad (4)$$

$$\hat{Y}_2 = 0,041 - 0,052X_2 - 0,091X_3 - 0,016X_4 + 0,055X_1^2 + 0,075X_2^2 + 0,032X_3^2 + 0,057X_4^2 + 0,019X_2X_3 - 0,02X_3X_4, \quad (5)$$

$$\hat{Y}_3 = 23,332 - 3,796X_2 - 5,251X_3 - 3,345X_4 + 3,41X_1^2 + 4,185X_2^2 + 3,435X_4^2 - 2,325X_2X_3 - 1,683X_2X_4 - 2,7X_3X_4, \quad (6)$$

$$\hat{Y}_4 = 940 + 188,78X_1 + 52,742X_2 + 52,984X_3 + 33,25X_3^2 - 66,75X_4^2 + 48,125X_1X_2 - 24,375X_1X_3. \quad (7)$$

Проверка адекватности полученных моделей проводилась по критерию Фишера. Расчетное значение  $F$  статистики находилось по формуле:

$$F_p = \frac{S_{ост}^2}{S^2}. \quad (8)$$

Для полученных моделей остаточная дисперсия

$$S_{ост}^2 = \frac{1}{n-m} \sum_{i=1}^n (Y_i - \hat{Y}_i)^2, \quad (9)$$

где  $n=25$  – число опытов,  $m$  – число коэффициентов в модели.

Полученные остаточные дисперсии, расчетные и табличные значения статистики Фишера приведены в табл.6.

Таблица 6 – Расчетные и табличные значения статистики Фишера

Показатели	Значения $S_{ост}^2$ , $F_{расч.}$ , $F_{табл.}$		
	$S_{ост}^2$	$F_{расч.}$	$F_{табл.}$
$Y_1$	47,34	5,42	8,703
$Y_2$	0,0028	6,085	8,703
$Y_3$	22,335	6,406	8,703
$Y_4$	3229,52	5,383	0,683

Так как  $F_p$  для всех моделей меньше  $F_{табл.}$ , то обе модели адекватны с надежностью 0,95 истинной зависимости и могут быть использованы для технологического анализа процесса и прогноза значений показателей  $Y$ .

**Выводы.** Таким образом, основным фактором, определяющим пористость, теплопроводность, прочность и термостойкость теплоизоляционного пористого материала, является влажность сырьевой смеси перед термообработкой. Термостойкость в большей степени зависит от содержания глины в смеси. Очевидно, что именно эти факторы обеспечивают необходимую интенсивность тепломассо-обменных процессов в исходном материале, которая взаимосвязана с основным технологическим показателем – температурой внешнего теплоносителя.

Термодинамические параметры пара определяются температурой теплоносителя и продолжительностью термического контакта с теплоносителем. Таким образом, используя полученные данные, можно прогнозировать свойства пористого материала на стадии проектирования технологического оборудования или процесса.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Пат. 27656 UA, МПК C04B14/00. Сировинна суміш для пористого теплоізоляційного матеріалу / Кошлак Г.В., Павленко А.М.; заявник та патентовласник Дніпродзержинський державний технічний університет. – № 200707203; заявл. 26.06.07; опубл. 12.11.07, Бюл. №18.
2. Пат. 25862 UA, МПК C04B14/00. Сировинна суміш для пористого теплоізоляційного матеріалу / Кошлак Г.В., Павленко А.М., Соколовська І.Є.; заявник та патентовласник Дніпродзержинський державний технічний університет. – № 200703899; заявл. 10.04.07; опубл. 27.08.07, Бюл. №13.
3. Пат. 25527 UA, МПК C04B14/00. Спосіб одержання пористого теплоізоляційного матеріалу / Кошлак Г.В., Павленко А.М.; заявник та патентовласник Дніпродзержинський державний технічний університет. – № 200703898; заявл. 10.04.07; опубл. 10.08.07, Бюл. №12.
4. Хартман К. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов / Хартман К., Лецкий Э, Шеффер В. – М.: Мир, 1977. – 552с.
5. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. – М.: Наука, 1976. – 279с.

УДК 532.5.072.15

ЯКОВЛЕВА А.В.\*, аспирант  
ПАВЛЕНКО А.М., д.т.н., профессор

\*Запорожская государственная инженерная академия  
Днепропетровский государственный технический университет

### ПОЛЕЗНАЯ ЛУЧИСТАЯ МОЩНОСТЬ U-ОБРАЗНОГО «ТЕМНОГО» ТРУБНОГО ИЗЛУЧАТЕЛЯ

**Введение.** Отопительный сезон в Украине продолжается около 6 месяцев. Это обстоятельство придает большое значение проблеме отопления. Затраты энергии на отопление достаточно велики, что стимулирует постоянный поиск их снижения. Широко сегодня применяемая система центрального отопления является чрезвычайно энергоемкой, инерционной, плохоуправляемой.

**Постановка задачи.** Перевод систем отопления предприятий и отдельных помещений большого объема (ангаров, вокзалов и т.д.) на автономные газовые системы позволяет получить значительную экономию топлива и материальных средств. Основными элементами таких систем являются инфракрасные излучатели. В последние годы наиболее широко применяются прямооточные и U-образные «темные» трубные излучатели, в которых топливом является природный газ. При проектировании таких систем отопления возникает необходимость численной оценки полезной лучистой мощности от излучателей на поверхность пола, стен и оборудования. В [1] приводится методика расчета для прямооточных излучателей. В данной статье предлагается методика для расчета U-образных излучателей.

**Результаты работы.** Конструктивно U-образный трубный излучатель (с симметричным расположением ветвей излучающей трубы) можно представить следующим образом.

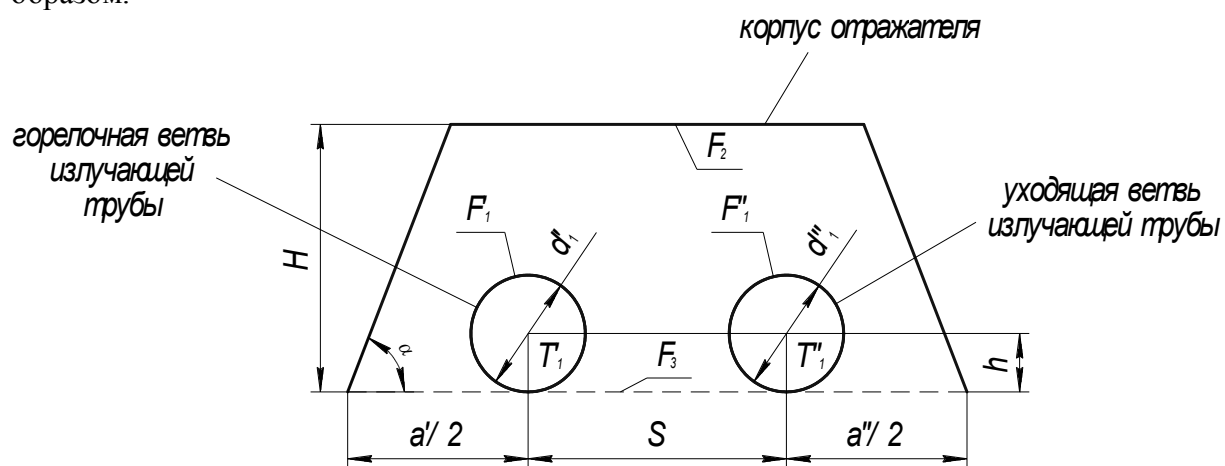


Рисунок 1 – Конструктивная схема U-образного трубного излучателя (поперечный разрез)

Конструкция U-образного «темного» трубного излучателя состоит из горелочной и уходящей ветвей излучающей трубы диаметрами  $d_1'$  и  $d_1''$  (с поверхностями  $F_1'$  и  $F_1''$ ), расположенными внутри отражателя с поверхностью  $F_2$ . Расстояние между осями симметрии ветвей  $S$ ; расстояние по вертикали от осей ветви до нижней кромки отражателя  $h$ ; высота отражателя  $H$ ; угол наклона его боковых стенок к горизонту  $\alpha$ .

Поверхности горелочной  $F_1'$  и уходящей  $F_1''$  ветвей излучающей трубы участвуют в лучистом теплообмене с лучевоспринимающими поверхностями (пол, стены) отапливаемого помещения, в котором находятся люди и оборудование, а также с поверхностью  $F_2$  отражателя. Кроме того, поскольку температуры  $T_1'$  и  $T_1''$  горелочной и уходящей ветвей трубы различны ( $T_1' > T_1''$ ), происходит лучистый теплообмен энергиями между ними. Внутренняя поверхность отражателя  $F_2$  участвует в лучистом теплообмене с  $F_1'$ ,  $F_1''$  и поверхностями помещения и оборудования. Поскольку поверхность  $F_2$  вогнутая, она излучает «сама на себя». Таким образом, полезная лучистая мощность U-образного трубного излучателя на поверхность пола, стен и оборудования складывается из полезной мощности от горелочной, уходящей ветвей и отражателя. Так как лучистый поток от ветвей  $F_1'$ ,  $F_1''$  и отражателя  $F_2$  на указанные поверхности

«проходит» через нижнее основание отражателя, примем в качестве лучевоспринимающей расчетной поверхности помещения условную (расчетную) замыкающую плоскую поверхность  $F_3$ , ширина которой равна ширине отражателя в основании.

При оценке полезной лучистой мощности U-образного излучателя примем следующие допущения: поверхности  $F_1'$ ,  $F_1''$ ,  $F_2$ ,  $F_3$  (длиной по одному метру) изотермические, серые; излучение их диффузное и подчиняется закону Ламберта; все поверхности разделены лучепрозрачной средой. С учетом принятых допущений мощность результирующего лучистого потока  $Q_{ij}$ , Вт/м для любых двух поверхностей, участвующих в лучистом теплообмене, определяется по зависимости [2]:

$$Q_{ij} = C_{ij}^{npue} \varphi_{ij} F_i (T_i^4 - T_j^4), \quad (1)$$

где  $C_{ij}$ , Вт/м<sup>2</sup>К<sup>4</sup> – приведенный коэффициент излучения системы двух поверхностей  $F_i$  и  $F_j$ , определяемый по формуле

$$C_{ij}^{npue} = \frac{C_0}{100^4 \left[ 1 + \varphi_{ij} \left( \frac{1}{A_i} - 1 \right) + \varphi_{ji} \left( \frac{1}{A_j} - 1 \right) \right]}, \quad (2)$$

$C_0=5,67$ , Вт/(м<sup>2</sup>К<sup>4</sup>) – коэффициент излучения абсолютно черного тела;

$\varphi_{ij}$ ,  $\varphi_{ji}$  – угловые коэффициенты собственного излучения соответствующих поверхностей. Определяются по [2] с использованием свойств взаимности и замыкаемости лучистых потоков в рассматриваемой системе поверхностей.

Обозначим температуры поверхностей горелочной и уходящей ветвей излучающей поверхности соответственно  $T_1'$  и  $T_1''$ , температуру внутренней поверхности отражателя –  $T_2$ , а условной поверхности –  $T_3$ , равной температуре реальной поверхности пола помещения. Для дальнейшего анализа примем, что известны температуры  $T_1'$ ,  $T_1''$ ,  $T_3$  (необходимо заметить, что определение численных значений  $T_1'$  и  $T_1''$  является предметом специальных исследований и здесь не рассматривается). Температура  $T_2$  для U-образного излучателя определяется по аналогии [3]:

$$T_2 = \sqrt[4]{\frac{C_{1'2}^{npue} \varphi_{1'2} F_{1'} T_{1'}^4 (1-K) + C_{1''2}^{npue} \varphi_{1''2} F_{1''} T_{1''}^4 (1-K) + C_{23}^{npue} \varphi_{23} F_2 T_3^4}{C_{1'2}^{npue} \varphi_{1'2} F_{1'} (1-K) + C_{1''2}^{npue} \varphi_{1''2} F_{1''} (1-K) + C_{23}^{npue} \varphi_{23} F_2}}, \quad (3)$$

где  $K$  – коэффициент, учитывающий тепловые потери  $Q_2$  от наружной поверхности отражателя;  $K = \frac{Q_2}{Q_{1'2} + Q_{1''2}}$ . Численные значения изменяются в пределах  $K=0 \dots 1$ .  $K=0$ ,

когда тепловые потери отсутствуют (отражатель выполнен из материала с коэффициентом отражения  $R=1$ , например, из полированной нержавеющей стали, листов алюминия).

По формулам (1)...(3) проведены расчеты мощностей результирующих лучистых потоков  $Q_{1'3}$ ,  $Q_{1''3}$ ,  $Q_{1'2}$ ,  $Q_{1''2}$ ,  $Q_{23}$  в системе рассматриваемых поверхностей  $F_1'$ ,  $F_1''$ ,  $F_2$ ,  $F_3$  при исходных данных, приведенных в табл.1.

Таблица 1 – Исходные данные для расчета

№ варианта	Параметры излучателя						
	$d', \text{ м}$	$d'', \text{ м}$	$S, \text{ м}$	$H, \text{ м}$	$h, \text{ м}$	$\alpha$	$\frac{a}{2}, \text{ м}$
1	0,1	0,1	0,3	0,18	0,05	60	0,15
2	0,08	0,08	0,3	0,18	0,04	60	0,15
3	0,1	0,1	0,3	0,15	0,05	60	0,15
4	0,1	0,1	0,2	0,18	0,05	60	0,15
5	0,1	0,1	0,3	0,18	0,1	60	0,15
6	0,1	0,1	0,3	0,18	0,05	60	0,15

В вариантах 1...5 приняты  $A_1 = A_1' = 0,8$ ,  $A_2 = 0,1$ ,  $A_3 = 0,9$ ,  $T_1' = 700\text{K}$ ,  $T_1'' = 500\text{K}$ ,  $T_3 = 290\text{K}$ . В варианте 6 принят  $A_2 = 0,8$ . Остальные исходные данные те же.

Проведен анализ влияния геометрических параметров излучателя на результирующие тепловые потоки. Результаты расчетов представлены в табл.2.

Таблица 2 – Расчетные значения тепловых потоков при различных геометрических параметрах излучателя ( $K=0$ )

№ варианта	$Q_{1'3}, \text{ Вт/м}$	$Q_{1''3}, \text{ Вт/м}$	$Q_{1'2}, \text{ Вт/м}$	$Q_{1''2}, \text{ Вт/м}$	$Q_{23}, \text{ Вт/м}$	$Q_{1'3} + Q_{1''3} + Q_{23}, \text{ Вт/м}$
1	1542,704	366,943	418,812	-86,303	332,090	2241,737
2	1276,989	303,741	401,408	-72,420	328,976	1909,706
3	1542,639	366,927	324,848	-41,804	283,123	2192,689
4	1493,644	355,232	364,546	-85,314	279,354	2128,23
5	1377,656	327,685	409,653	-109,649	373,752	2079,093
6	1542,704	366,943	1247,659	-147,921	1100,852	3010,500

**Выводы.** Из результатов расчетов следует:

1. Изменение диаметров горелочной и уходящей ветвей излучающей трубы от 0,1 м до 0,08 м (варианты 1 и 2) приводит к уменьшению  $Q_{1'3}$  и  $Q_{1''3}$  соответственно от 1542,704 до 1276,989 Вт/м и от 366,943 до 303,741 Вт/м. Следовательно, уменьшается полезная лучистая мощность  $Q_{1'3} + Q_{1''3} + Q_{23}$  излучателя на пол помещения и окружающие стенки от 2241,737 до 1909,706 Вт/м.

2. Уменьшение  $H$  – высоты корпуса отражателя – от 0,18 до 0,15 м (варианты 1 и 3) приводит к незначительным изменениям всех анализируемых потоков.

3. Уменьшение  $S$  – расстояния между осями симметрии ветвей излучающей трубы (и, следовательно, ширины основания корпуса излучателя) – от 0,3 до 0,2 м (варианты 1 и 4) приводит к незначительным уменьшениям анализируемых лучистых потоков (и, следовательно, полезной мощности). Уменьшение  $S$  сокращает расход материала для изготовления корпуса отражателя, что является положительным фактором.

4. Увеличение  $h$  – расстояния от осей симметрии горелочной и уходящей ветвей до основания отражателя – от 0,05 до 0,1 м (варианты 1 и 5) приводит к уменьшению общей полезной лучистой мощности излучателя от 2241,737 до 2079,093 Вт/м.

5. Увеличение  $A_2$  – поглотительной способности внутренней поверхности отражателя – от 0,1 до 0,8 (варианты 1 и 6) приводит к значительному увеличению полезной

мощности излучателя от 2241,737 до 3010,500 Вт/м, поэтому является желательным в практике проектирования «темных» U-образных излучателей.

Представляет интерес проведение анализа влияния тепловых потерь от наружной поверхности корпуса отражателя на полезную лучистую мощность излучателя.

В табл.3 представлены расчетные значения мощностей результирующих тепловых потоков при  $K=0,2$ .

Таблица 3 – Расчетные значения тепловых потоков при различных геометрических параметрах ( $K=0,2$ )

№ варианта	$Q_{1'3}$ , Вт/м	$Q_{1''3}$ , Вт/м	$Q_{1'2}$ , Вт/м	$Q_{1''2}$ , Вт/м	$Q_{23}$ , Вт/м	$Q_{1'3} + Q_{1''3} + Q_{23}$ Вт/м
1	1542,704	366,943	441,203	-63,890	301,520	2211,167
2	1276,989	303,741	422,679	-51,157	297,213	1877,943
3	1542,639	366,927	341,346	-25,220	253,065	2162,631
4	1493,644	355,232	384,209	-65,650	255,08	2103,894
5	1377,656	327,685	454,592	-64,710	311,937	2017,278
6	1542,704	366,943	1310,840	-84,739	981,645	2891,292

Сопоставляя результаты расчетов (табл.2, 3) при одних и тех же исходных данных по соответствующим вариантам, делаем вывод, что значения  $Q_{1'3}$  и  $Q_{1''3}$  не изменяются при  $K=0$  и  $K=0,2$ .

При  $K=0,2$  мощность тепловых потоков  $Q_{1'2}$  и  $Q_{1''2}$  с горелочной и уходящей ветвей на внутреннюю поверхность отражателя незначительно возрастает по сравнению со значениями при  $K=0$ . Это происходит вследствие увеличения разности температур между наружными поверхностями  $F_1'$  и  $F_1''$  горелочной и уходящей ветвей излучающей трубы и внутренней поверхностью отражателя: при постоянных значениях  $T_1'$  и  $T_1''$  значение  $T_2$  уменьшается при наличии тепловых потерь.  $Q_{23}$  при  $K=0,2$  уменьшается в сравнении со значением  $Q_{23}$  при  $K=0$ . Причиной этого является обстоятельство, указанное выше: при  $K=0,2$   $T_2$  меньше, чем  $T_2$  при  $K=0$ , а  $T_3$  является постоянной величиной.

Суммарный ( $Q_{1'3} + Q_{1''3} + Q_{23}$ ) результирующий тепловой поток (полезная лучистая мощность излучателя) на поверхность  $T_3$  (пола помещения) от горелочной  $Q_{1'2}$  и уходящей  $Q_{1''2}$  ветвей излучающей трубы, а от внутренней поверхности отражателя  $Q_{23}$  при  $K=0$  больше, чем при  $K=0,2$ . Это объясняется потерями количества теплоты (20%) от ( $Q_{1'2} + Q_{1''2}$ ) с наружной поверхности отражателя в окружающую среду.

Следует обратить внимание, что все полученные результаты справедливы для одномерной модели лучистого теплообмена, т.е. не учитывается перенос теплоты излучением вдоль U-образного излучателя. Это является ее недостатком. Положительной стороной одномерной модели является то, что она проста и позволяет вскрыть основные закономерности лучистого теплообмена внутри U-образного излучателя и наметить пути разработки эффективных излучателей и систем отопления.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Алексеев Г.Ф. Угловые коэффициенты и теплообмен при отоплении зданий трубными инфракрасными излучателями / Г.Ф.Алексеев, В.В.Дрепин // Труды Российской национальной конференции по теплообмену. Том 6. – Москва: МЭИ. – 2002. – С.223-226.

2. Блох А.Г. Теплообмен излучением // Блох А.Г., Журавлев Ю.А., Рыжков Л.Н. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 432с.
3. Алексеев Г.Ф. Расчетная оценка температуры поверхности отражателя при отоплении прямоточными «темными» трубными излучателями / Г.Ф. Алексеев, И.Г. Яковлева, Дрепин В.В. // Вопросы тепломассообмена, энергосбережения и экологии в теплотехнических процессах. – Иваново: ИГЭУ. – 2003. – С.22-27.

УДК 532.5.072.15

ПАВЛЕНКО А.М., д.т.н., профессор  
ОСЕННЯЯ О.С. аспирант

Днепродзержинский государственный технический университет

### МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ЭМУЛЬГИРОВАНИЯ ТОПЛИВ В ВИХРЕВЫХ АППАРАТАХ

**Введение.** Эмульгированные гомогенные жидкости (ЭГМ) используются во многих технологических процессах в различных отраслях промышленности. Поэтому и методики аппаратного исполнения технологий гомогенизации достаточно хорошо исследованы. Если к структуре данных составов предъявляются более строгие требования по дисперсности и устойчивости, то как правило прибегают к математическому моделированию основных рабочих процессов с целью последующей оптимизации конструкции аппаратов. Примером ЭГМ могут быть гомогенизированные мазуты. Формирование заданной структуры может происходить в вихревом аппарате, который устанавливается непосредственно перед сжигательными устройствами. Разогретый мазут поступает в вихревую смесительную камеру, туда же подается насыщенный водяной пар. В вихревом слое на начальной стадии контакта формируются две среды: сплошная (мазут) и паровые трубки, которые в процессе движения конденсируются и дробятся.

**Постановка задачи.** Задача исследования состоит в разработке методики количественной оценки гидродинамических характеристик вихревого гомогенизатора.

**Результаты работы.** В [1] анализируются параметры вихревого аппарата с целью определения их оптимального соотношения. В основу исследований следует заложить модель течения жидкости в вихревой камере, предложенную в работе [1].

В работе [2] установлено существование наиболее выгодного для потока в камере закручивания отношения  $r_c/R_k$  ( $r_c$  – радиус сопла). Наличие экстремума на графике зависимости угла факела от геометрической характеристики, если последнюю изменять посредством увеличения  $R_k$ , было отмечено в работе [3].

Поиск оптимальных размеров камеры закручивания является одной из важных задач экспериментальных исследований аэродинамики вихревого испарителя.

В работе [4] автор считает, что по уровню гидравлического сопротивления неприемлемы камеры с  $r_c/R_k < 0.33$ , а по уровню относительных скоростей и крутке потока неприемлемы камеры с  $r_c/R_k > 0.6$ . Оптимальное значение  $r_0/R_k$  лежит в пределах 0.35...0.5. Исследования аэродинамического сопротивления камер в диапазоне  $r_c/R_k=0.2...1$  показали, что минимальные потери достигаются в камере открытого типа с  $r_c/R_k=0.8...1$ . Анализ опубликованных работ показал, что до настоящего времени вопрос об оптимуме  $r_c/R_k$  для камер закручивания остается открытым. Анализ формул для  $k$  и газодинамической характеристики камеры показывает, что при увеличении  $R_k$  имеет место рост  $Ag$  (гидродинамическая характеристика устройства), а затем ее уменьшение вследствие снижения  $k$ .



Таким образом, при реализуемом  $k$  имеет место только одно значение  $r_c/R_k$  с максимальным значением  $Ar$  (рис.1). С целью определения зависимости  $(r_c/R_k)$  от  $k$  исследуем на экстремум соотношение для газодинамической характеристики гомогенизатора [1], переписанное как

$$Ar = \frac{\pi r_c^2}{f_k} \eta \left( \frac{r_c}{R_k} \right)^{1 - 0.96 \lg \left[ \frac{Q}{2 \pi H v} \frac{f_k}{R_k^2} \right]} \quad (1)$$

с условием  $dAr/dR_k=0$ .

$$\ln Ar = \ln \frac{\pi r_c^2}{f_k} \eta \left( 1 - 0.96 \lg \frac{Q}{2 \pi H v} \frac{f_k}{R_k^2} \right) \ln \frac{r_c}{R_k};$$

$$\frac{1}{Ar} \frac{dAr}{dR_k} = \ln \frac{\pi r_c^2}{f_k} \eta \left( \frac{1.92}{R_k} \right) \ln \frac{r_c}{R_k} + \ln \frac{\pi r_c^2}{f_k} \eta \left( 1 - 0.96 \lg \frac{Q}{2 \pi H v} \frac{f_k}{R_k^2} \right) \left( - \frac{1}{R_k} \right). \quad (2)$$

Решая уравнение (2), получим трансцендентное уравнение, из которого можно определить соотношение  $(r_c/R_k)$ :

$$\frac{1}{R_k} \left[ 1.92 \ln \left( \frac{\pi r_c^2}{f_k} \right) \ln \frac{r_c}{R_k} - \left( 1 - 0.96 \lg \frac{Q}{2 \pi H v} \frac{f_k}{R_k^2} \right) \ln \left( \frac{\pi r_c^2 \eta}{f_k} \right) \right] = 0. \quad (3)$$

Решение уравнений (1) и (3) представлены на рис.1.

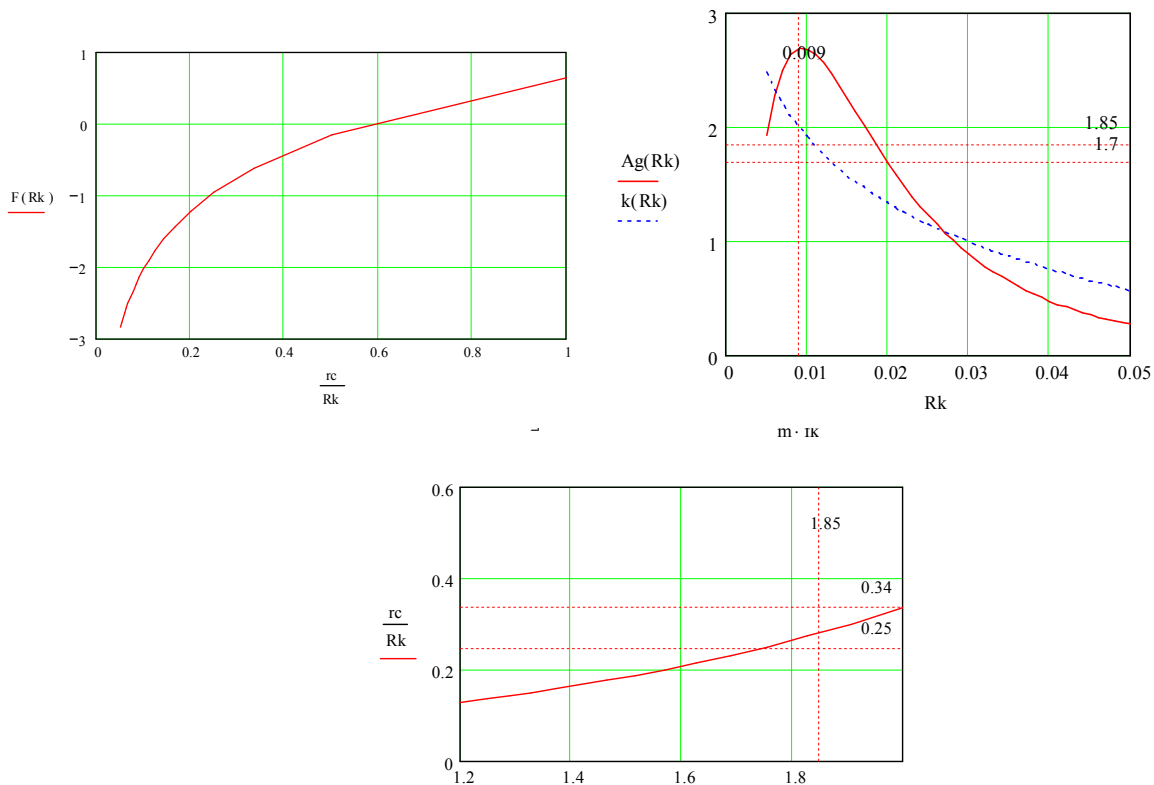


Рисунок 1 – Решение уравнений (1) и (3) при следующих исходных данных:  
 $Q=0.043 \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $v=1000 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $f_k=2,826 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ ;  $r_c=3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  
 $R_k=5 \cdot 10^{-3}, 6 \cdot 10^{-3} \dots 50 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $m=1$ ;  $H=20 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

Для

$$Ag(R_k) = 3,14 \frac{r_c^2 0,9 \left( \frac{r_c}{R_k} \right)^{1-\kappa(R_k)}}{mf_k}$$

$$k(R_k) = 0,96 \log \left( \frac{Q \frac{f}{R_k^2}}{2 \cdot 3,14 \cdot H \cdot v} \right).$$

Уравнение (3) представлено в виде

$$F(R_k) = 2 \cdot 0,96 \cdot \ln \left( 3,14 \frac{r_c^2}{f} \eta \right) \cdot \ln \left( \frac{r_c}{R_k} \right) - \left( 1 - 0,96 \cdot \log \left( \frac{Q \frac{f}{R_k^2}}{2 \cdot 3,14 \cdot H \cdot v} \right) \right) \cdot \ln \left( 3,14 \frac{r_c^2}{f} \eta \right).$$

Рассмотрим вихревое течение среды с целью определения оптимальных гидродинамических параметров. В общей постановке задача может быть представлена в виде

$$V|_{r=1} = -1 \quad (4)$$

для уравнения

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (\rho r V) = -\gamma(r), \quad (5)$$

где  $\gamma(r)$  – функция изменения массы вихревого потока (в случае конденсации пара).

Основным фактором, влияющим на давление насыщения, являются начальные давление и температура. Начальное давление формирует определенный потенциальный барьер состояния жидкости, при прохождении которого происходит парообразование или конденсация. Условия существования метастабильного равновесия формируются независимо от условий термодинамического равновесия фаз и обуславливаются содержанием растворенного газа, концентрацией глобул дисперсной фазы и микропузырьков в жидкости и др. [1].

Используя [1], а также диаграммное представление процесса конденсации, можно определить критическую скорость  $\gamma$  [кг/(м<sup>2</sup>с)], учитывая равенство  $\frac{d\gamma}{dP} = 0$ .

Опустив выполненные вычисления, приведем расчетные данные в виде графиков (рис.2). Расчетные данные, полученные по диаграммному методу, соответствуют данным работы [1]. На рис.2, а) показана максимально возможная массовая скорость с 1 м<sup>2</sup> площади. При учете площади газового вихря в гомогенизаторе получим значения  $\gamma$  [кг/(м<sup>2</sup>с)], показанные на графиках. Из рисунков следует, что расчетные и экспериментальные данные согласуются с небольшой погрешностью. Характер зависимостей можно считать общим. Из графиков также следует, что функция  $\gamma$  [кг/(м<sup>2</sup>с)] имеет степенной вид, поэтому представление массовой скорости в математической модели степенным рядом вполне оправдано.

Наилучшее приближение аппроксимирующей функции можно представить в степенном виде. Показатель степени и коэффициенты определялись по следующим уравнениям:

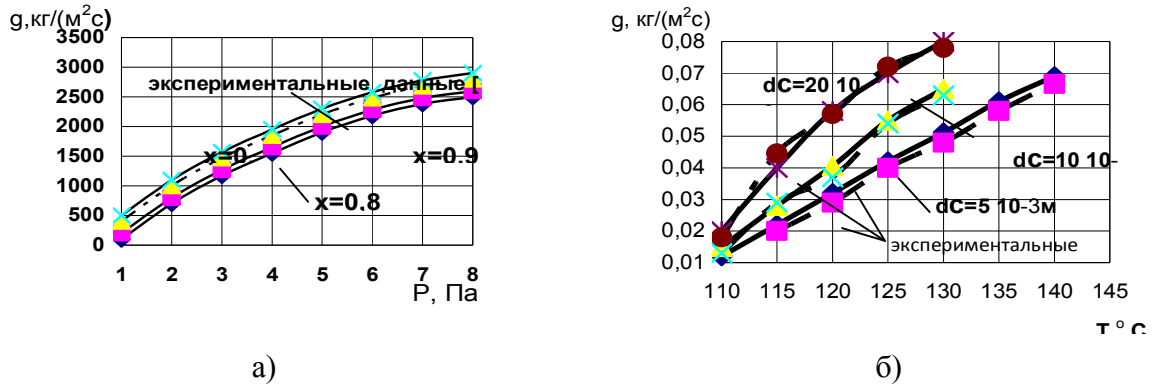


Рисунок 2 – Расчетная массовая скорость с 1 м<sup>2</sup> площади в зависимости от:  
 а) – давления; б) – температуры

- показатель степени

$$\alpha = \frac{\sum_{i=1}^N \ln r_i(T) \sum_{i=1}^N \ln G_i - N \sum_{i=1}^N \ln r_i(T) \ln G_i}{\left( \sum_{i=1}^N \ln r_i(T) \right)^2 - N \sum_{i=1}^N (\ln r_i(T))^2};$$

- коэффициент

$$A = \exp \left\{ \frac{1}{N} \left( \sum_{i=1}^N \ln G_i - \alpha \sum_{i=1}^N \ln r_i(T) \right) \right\},$$

где  $N$  – количество опытов.

В результате расчетов получена зависимость

$$G = 2,5r^{-1,39}.$$

Из графиков следует, что при конденсации пара в жидкости составляющие скорости жидкой фазы находятся ниже однофазного потока, а в паровом вихре скорость увеличивается.

Рассмотрим далее

$$W|_{r=1} = 1, \tag{6}$$

$$rW|_{r=0} = 0 \tag{7}$$

для уравнения

$$\rho V \frac{d}{dr}(rW) = \frac{1}{k} \frac{d}{dr} \frac{d}{dr}(rW) + \gamma W. \tag{8}$$

Решение можно представить в виде  $\rho rV = - \int_1^r \gamma(x) x dx - 1$ .

Коэффициент при интегрировании уравнения (8) можно найти из граничного условия

$$\lim_{r \rightarrow 0} C_1 = C_1 = \lim_{r \rightarrow 0} r(rW)' + \lim_{r \rightarrow 0} \left( k - 2 + k \int_1^r \gamma(x) x dx \right) (rW) = 0; \quad (9)$$

$$W(r) = r^{1-k} \exp \left[ -k \int_1^r \frac{1}{Z} \int_1^Z x \gamma(x) dx dZ \right]. \quad (10)$$

Если функцию изменения массы потока представить в виде  $\gamma(r) = A_1 + A_2 r^\alpha$ , получим решение

$$\begin{aligned} f_1(r) = & \left[ -\frac{A_1}{2} r - A_2 \frac{r^{\alpha+1}}{\alpha+2} + \left( \frac{A_1-2}{2} + \frac{A_2}{\alpha+2} \right) \frac{1}{r} \right] \cdot \left[ -\frac{A_1}{2\rho} - A_2 \frac{(\alpha+1)}{(\alpha+2)\rho} r^\alpha - \left( \frac{A_1-2}{2} + \frac{A_2}{\alpha+2} \right) \frac{1}{\rho r^2} \right] + \\ & + \frac{4}{3k} A_2 \frac{\alpha r^{\alpha-1}}{\rho} - (A_1 + A_2 r^\alpha) \cdot \left[ -\frac{A_1 r}{2\rho} - \frac{A_2 r^{\alpha+1}}{\rho(\alpha+2)} + \left( \frac{A_1-2}{2} + \frac{A_2}{\alpha+2} \right) \frac{1}{\rho r} \right]; \\ f_2(r) = & A_1 \frac{r^2}{2} + A_2 \frac{r^{\alpha+2}}{(\alpha+2)^2} - \left( \frac{A_1}{2} + \frac{A_2}{\alpha+2} \right) \ln r - \frac{A_1}{4} - A_2 \frac{1}{(\alpha+2)^2}; \\ f_3(r) = & x \rho M_k^2 f_2^2(r) r^{1-2k} - x \left( \frac{M_k}{B} \right)^2 f_1(r). \end{aligned}$$

Распределение давления при оптимальном соотношении радиусов

$$P(r) = 1 - \int_r^1 f_3(r) dr. \quad (1)$$

**Выводы.** Полученное решение соответствует оптимальным значениям скорости потока, давления и соотношению геометрических параметров вихревого испарителя. По уравнению (11) можно определить давление насыщения и координаты зарождения вторичной фазы. При этом энергетические затраты на реализацию процесса разделения ЭТС будут минимальными.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Павленко А.М. Стійкість емульсій при технологічних впливах / Павленко А.М. – Дніпропетровськ: Наука і освіта, 2001. – 140с.
2. Павленко А.М. Структурообразование и дезинтеграция эмульсий в вихревых аппаратах / А.М.Павленко, Б.И.Басок. – Днепродзержинск: ДГТУ, 2009. – 205с.
3. Бородин В.А. Распыливание жидкостей/ В.А.Бородин, Ю.Ф.Дитякин. – М: Машиностроение, 1967. – 267с.
4. Ляховский Д.Н. Вопросы аэродинамики и теплопередачи в котельно-топочных процессах / Ляховский Д.Н. – М: Госэнергоиздат, 1958 – 67с.