Динамическое демпфирование вибрационного горения в модели каупера при присоединении демпфирующего контура на входе вентилятора

ГОЦУЛЕНКО В.В., ГОЦУЛЕНКО В.Н.

Институт предпринимательства “Стратегия”
Днепродзержинский государственный технический университет

Рассмотрено динамическое демпфирование автоколебаний в модели регенеративного воздухонагревателя с сотовой вертикальной камерой горения и присоединенным на входе вентилятора проточного демпфера. Получена математическая модель рассматриваемой колебательной системы. Определены особенности демпфирования автоколебаний вибрационного горения.

Розглянуто динамічне демпфування в моделі регенеративного повітронагрівача із стільниковою вертикальною камерою горіння та приєднаним на вході вентилятора проточного демпфера. Одержана математична модель даної коливальної сис-теми. Визначені особливості демпфування автоколивань вібра-ційного горіння.

Dynamic damping in the model of regenerative air-heater with the cellular vertical chamber of burning and added on the entrance of ventilator of running damper is considered. The mathematical model of considered oscillatory system is received. Features damping self-oscillations of vibrating burning are determined.

Введение. Основными механизмами возбуждения автоколебаний вибрационного горения являются: запаздывание τ сгорания топлива введенное Л. Крокко и образование восходящей ветви зависимости напора $F(G)$ от расхода G потока в камере горения [1]. Уменьшение амплитуды таких колебаний снижением интенсивности dF/dG за счет повышения активного сопротивления было рассмотрено в [2]. Управление амплитудой автоколебаний вибрационного горения при одновременном действии основных механизмов исследовано в [3]. В механических и электрических колебательных контурах [4-5] определено динамическое демпфирование колебаний, когда они описываются линейными динамическими системами. Причем причины, вызывающие колебания могут быть любыми, в частности созданные периодическим действием внешних сил.

В данной работе рассматривается динамическое демпфирование автоколебаний вибрационного горения в регенеративных воздухонагревателях доменных печей (кауперах) при присоединении на входе вентилятора проточного динамического демпфера.

Объект исследования и его математическое описание. Рассматриваемая модель (рис.1) состоит из: камеры горения – 1, в которую осуществляется подача газа из коллектора – 2, а воздух подается вентилятором – 3, на входе которого приключен колебательный контур – 4 с акустическими параметрами L_{a_1} и C_{a_1}. На выходе из камеры горения также установлен аккумулятор массы изменяемого объема с емкостью C_a.

Уравнение аккумулятора массы на входе в демпфер запишем в форме принятой в [6]:

$$C_{a_1}\frac{dp_1}{dt} = G_{вх} - G_{вент}\,. \tag{1}$$

Уравнение движения в подводящем трубопроводе колебательного контура имеет вид:

$$L_{a_1}\frac{dG_{вх}}{dt} = p_0 - p_1 - k_{вх}G_{вх}^2\,. \tag{2}$$

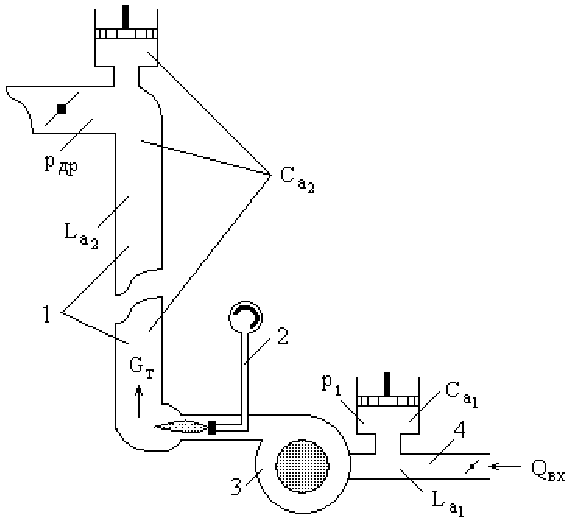

Рис. 1. Схема устройства динамического демпфирования с подключением проточного демпфера перед вентилятором

Обозначая $p_0 - p_1 = P$, запишем (1) – (2) в виде системы, которая описывает нестационарные движения в проточном демпфере:

$$\begin{cases} C_{a_1}\dfrac{dP}{dt} = G_{вх} - G_{вент}, \\ L_{a_1}\dfrac{dG_{вх}}{dt} = P - k_{вх}G_{вх}^2\,. \end{cases} \tag{3}$$

Уравнение изменения импульса массы в вертикальной камере горения запишем в виде:

$$L_{a_2}\frac{dG_т}{dt} = p_1 + F(G_т) - \rho_t g Z_\ell - h_т(G_т) - p_{др}(G_{вых}) - p_z \tag{4}$$

где $\rho_t g Z_\ell S$ – вес среды в камере горения, S – площадь поперечного сечения камеры горения, $F(G_т)$ – характеристика параллельного соединения вентилятора и системы подачи газа. Поскольку $p_0 = p_z + \rho_0 g Z_\ell$, то уравнение (4) перепишем в следующей форме:

$$L_{a_2}\frac{dG_{\text{т}}}{dt} = p_1 + F(G_{\text{т}}) - p_0 + gZ_\ell(\rho_0 - \rho_t) - \\ - h_{\text{т}}(G_{\text{т}}) - p_{\text{др}}(G_{\text{вых}}),$$

или

$$L_{a_2}\frac{dG_{\text{т}}}{dt} = -P + F(G_{\text{т}}) + A(G_{\text{т}}) - h_{\text{т}}(G_{\text{т}}) - p_{\text{др}}, \quad (5)$$

где $A(G_{\text{т}}) = gZ_\ell(\rho_0 - \rho_t)$, $p_{\text{др}} = k_{\text{др}}G_{\text{др}}^2$, $G_{\text{т}} = \nu G_{\text{вент}}$.

Уравнение камеры горения:

$$C_{a_2}\frac{dp_{\text{др}}}{dt} = G_{\text{т}}(t-\tau) - G_{\text{вых}}. \quad (6)$$

Уравнение дросселя на выходе из камеры горения:

$$p_{\text{др}} = k_{\text{др}}G_{\text{вых}}^2. \quad (7)$$

Величина $k_{\text{др}}$ определяет стационарный режим работы камеры горения.

Таким образом, окончательно динамика в рассматриваемой модели камеры горения (рис.1) описывается следующей динамической системой с двумя степенями свободы:

$$\begin{cases} L_{a_2}\dfrac{dG_{\text{т}}}{dt} = -P + F(G_{\text{т}}) + A(G_{\text{т}}) - h_{\text{т}}(G_{\text{т}}) - p_{\text{др}}, \\ C_{a_2}\dfrac{dp_{\text{др}}}{dt} = G_{\text{т}}(t-\tau) - G_{\text{вых}}, \\ L_{a_1}\dfrac{dG_{\text{вх}}}{dt} = P - k_{\text{вх}}G_{\text{вх}}^2, \\ C_{a_1}\dfrac{dP}{dt} = G_{\text{вх}} - G_{\text{вент}}, \\ G_{\text{т}} = \nu G_{\text{вент}}, \\ p_{\text{др}} = k_{\text{др}}G_{\text{вых}}^2. \end{cases} \quad (8)$$

Характеристика $F(G_{\text{т}})$ аппроксимируется полиномом третьей степени: $F(G_{\text{т}}) = F_0 - \sigma G_{\text{т}}^3$, $F_0 = 1800$, $\sigma = 5$.

Из условия: $\dfrac{dG_{\text{т}}}{dt} = 0$, $\dfrac{dp_{\text{др}}}{dt} = 0$, $\dfrac{dG_{\text{вх}}}{dt} = 0$, $\dfrac{dP}{dt} = 0$, определяем стационарный режим:

$$G_{\text{т}}^* = \xi, \; p_{\text{др}}^* = k_{\text{др}}\xi^2, \; G_{\text{вх}}^* = \nu^{-1}\xi, \; P^* = k_{\text{вх}}\nu^{-2}\xi^2,$$

где

$$k_{\text{др}} = \xi^{-2}\left(F(\xi) - A + h_{\text{т}}(\xi)\right) + k_{\text{вх}}\nu^{-2}.$$

В безразмерных переменных:

$$x_1 = G_{\text{т}}/G_{\text{т}}^* \equiv m_1 G_{\text{т}}, \; x_2 = p_{\text{др}}/p_{\text{др}}^* \equiv m_2 p_{\text{др}},$$

$$x_3 = G_{\text{вх}}/G_{\text{вх}}^* \equiv m_3 G_{\text{вх}}, \; x_4 = P/P^* \equiv m_4 P,$$

$t \to m_t t$, $\tau \to m_t \tau$, система (8) запишется в следующем виде:

$$\begin{cases} \dfrac{dx_1}{dt} = a_1\left(-x_2 + m_2 F\left(\dfrac{x_1}{m_1}\right) + m_2 A - m_2 h_{\text{т}}\left(\dfrac{x_1}{m_1}\right) - \dfrac{m_2}{m_4}x_4\right), \\ \dfrac{dx_2}{dt} = a_2\left(x_1(t-\tau) - m_1\sqrt{\dfrac{x_2}{m_2 k_{\text{др}}}}\right), \\ \dfrac{dx_3}{dt} = a_3\left(x_4 - \dfrac{m_4 k_{\text{вх}}}{m_3^2}x_3^2\right), \\ \dfrac{dx_4}{dt} = a_4\left(\dfrac{m_3}{\nu m_1}x_1 - x_3\right), \end{cases} \quad (9)$$

где $a_1 = \left(L_{a_2}m_2 m_t m_1^{-1}\right)^{-1}$, $a_2 = \left(C_{a_2}m_1 m_t m_2^{-1}\right)^{-1}$, $a_3 = \left(L_{a_1}m_4 m_t m_3^{-1}\right)^{-1}$, $a_4 = \left(C_{a_1}m_3 m_t m_4^{-1}\right)^{-1}$.

На рис. 2 приведены предельные циклы системы (9) и демпфирование соответствующих им автоколебаний.

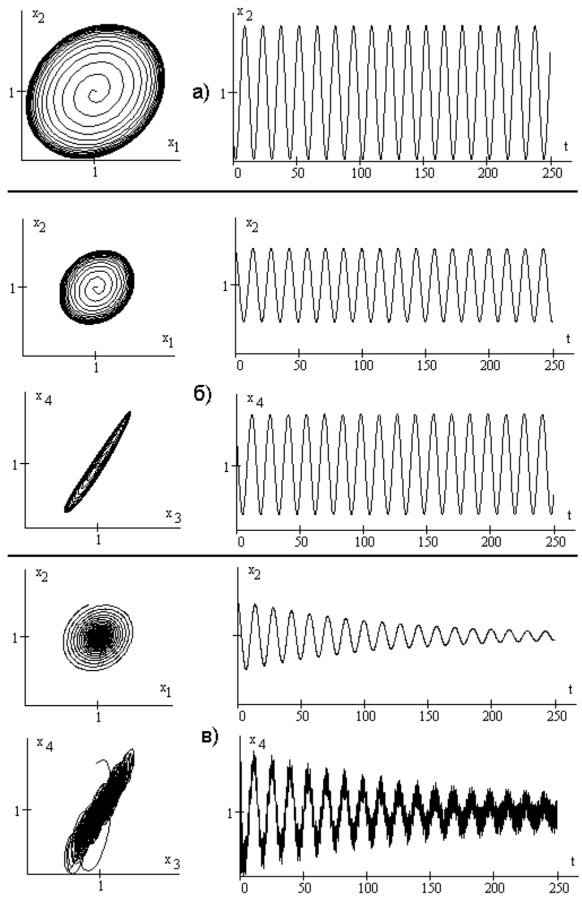

Рис. 2. Демпфирование автоколебаний в камере горения (рис.1) при различных значениях акустических параметров проточного динамического демпфера, $\tau = 0$, $a_1 = a_3 = 1$, $a_2 = 1/5$: а) демпфер отсутствует; б) $a_4 = 1$; в) $a_4 = 20$