Доповіді
національної
академії наук
України

4 • 2011

ТЕПЛОФІЗИКА

УДК 669.162.23

Член-корреспондент НАН Украины **Б. И. Басок**,
член-корреспондент НАН Украины **А. А. Авраменко, В. В. Гоцуленко**

Динамическое демпфирование автоколебаний в модели регенеративного воздухонагревателя с сотовыми камерами горения

Розглянуто динамічне демпфірування автоколивань у моделі регенеративного повітронагрівача із стільниковою вертикальною камерою горіння. Одержано математичну модель даної коливальної системи. Вивчено особливості демпфірування автоколивань вібраційного горіння.

Основными механизмами возбуждения автоколебаний вибрационного горения являются: запаздывание τ сгорания топлива, введенное Л. Крокко, и образование восходящей ветви зависимости напора $F(G)$ от массового расхода G потока в камере горения [1]. Уменьшение амплитуды таких колебаний снижением интенсивности dF/dG за счет повышения активного сопротивления 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). Рассматривается модель сотовой камеры горения, а в тракте, согласно теории, выделены два колебательных контура (рис. 1) с управляемыми акустическими гибкостями.

Объект исследования и его математическое описание. Вертикальная камера горения модели каупера, схема которой представлена на рис. 1, согласно принципу динамического демпфирования, разделена на два колебательных контура. Нижний контур, включающий вентилятор с акустическими параметрами L_{a_1} и C_{a_1}, расположен на входе в камеру горения, а верхний, содержащий сотовые камеры, — на выходе из нее, определяется параметрами L_{a_2} и C_{a_2}.

Рассматриваемая модель камеры горения воздухонагревателя доменных печей (каупера) состоит из центробежного вентилятора *1*, управляемой емкости переменного объема *2*,

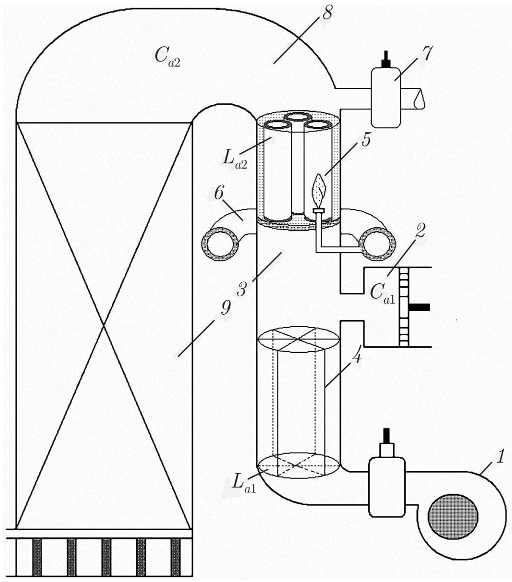

Рис. 1. Схема модели вертикальной камеры горения как динамической системы с двумя степенями свободы

вертикального канала *3*, в нижней части которого выполнен ряд каналов *4*, которые разделяют его проточный тракт, уменьшая площадь их пересечения, и увеличивают величину L_{a_1}, индивидуальные камеры горения *5*, коллектор газоснабжения *6*, который соединяется с горелками индивидуальных камер горения, штуцер горячего дутья *7*, канала *8* с акустическим параметром C_{a_2} и насадки *9*.

Движения среды в вертикальной камере горения (см. рис. 1) описываются следующей системой уравнений. Уравнения движения $m_i\ddot{x} = \sum\limits_j F_{ij}$ в соответствующих колебательных контурах ($i = \overline{1;2}$), уравнения изменения массы в объемах аккумуляторов массы с акустическими гибкостями C_{a_1} и C_{a_2}, а также уравнением дросселя $p_{\text{вых}} = kG^2_{\text{вых}}$ и соотношением $G_{\text{т}} = \nu G_{\text{вент}}$, где $p_{\text{вых}}$ — давление на выходе из камеры горения; $G_{\text{вых}}$ — расход, входящий в насадку каупера; $G_{\text{т}}$ — суммарный расход сгораемого газа и воздуха; $G_{\text{вент}}$ — массовый расход, подаваемый вентилятором; ν — соотношение между топливом и воздухом, подаваемым вентилятором.

Таким образом, окончательно динамика в камере горения описывается следующей автономной динамической системой:

$$
\begin{cases}
L_{a_1}\dfrac{dG_{\text{вент}}}{dt} = H_{\text{вент}}(G_{\text{вент}}) - p_{\text{кс}},\\
C_{a_1}\dfrac{dp_{\text{кс}}}{dt} = G_{\text{т}} - G_{\text{кс}},\\
L_{a_2}\dfrac{dG_{\text{кс}}}{dt} = p_{\text{кс}} + A(G_{\text{кс}}) - h_{\text{т}}(G_{\text{кс}}) - p_{\text{вых}},\\
C_{a_2}\dfrac{dp_{\text{вых}}}{dt} = G_{\text{кс}}(t-\tau) - G_{\text{вых}},\\
G_{\text{т}} = \nu G_{\text{вент}},\\
p_{\text{вых}} = kG^2_{\text{вых}},
\end{cases}
\tag{1}
$$

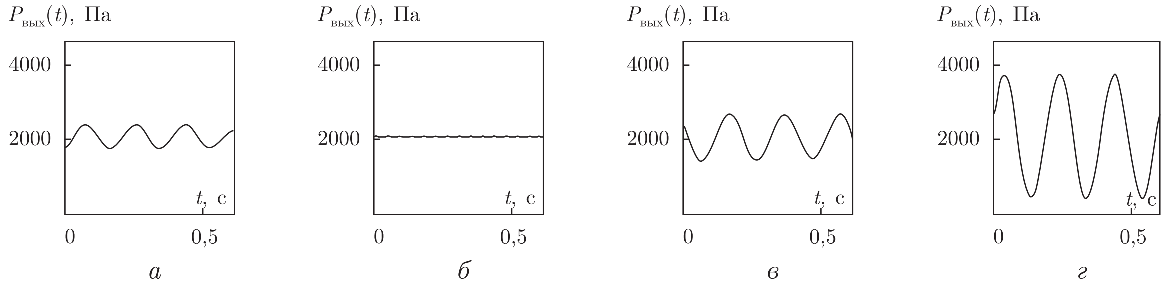

Рис. 2. Увеличение амплитуд автоколебаний в модели сотовой камеры горения (см. рис. 1) с проявлением механизма запаздывания сгорания топлива: *а* — без подключения демпфера; *б*, *в*, *г* — при подключении проточного демпфера, *а* — $\tau = 0$ с; *б* — 0 с; *в* — 0,005 с; *г* — 0,007 с

где $G_{\text{кс}}$ — массовый расход, выходящий из камеры горения; $A(G_{\text{кс}})$ — напряжение (давление) подъемной силы; $h_{\text{т}}(G_{\text{кс}})$ — тепловое сопротивление; $p_{\text{кс}}$ — давление в камере горения.

Характеристика вентилятора в системе (1) аппроксимирована полиномом третьей степени $H_{\text{вент}}(G_{\text{вент}}) = 1800 - 10G_{\text{вент}}^3$.

Полагая $G_{\text{вент}}^* = \xi$, из условия стационарности режима

$$\frac{dG_{\text{вент}}}{dt} = 0, \qquad \frac{dp_{\text{кс}}}{dt} = 0, \qquad \frac{dG_{\text{кс}}}{dt} = 0, \qquad \frac{dp_{\text{вых}}}{dt} = 0$$

получаем:

$$p_{\text{кс}}^* = H_{\text{вент}}(\xi), \qquad G_{\text{кс}}^* = \nu\xi, \qquad p_{\text{вых}}^* = k\nu^2\xi^2,$$

где

$$k = \nu^{-2}\xi^{-2}\{H_{\text{вент}}(\xi) + A - h_{\text{т}}(\nu\xi)\}.$$

Введем безразмерные переменные:

$$x_1 = \frac{G_{\text{вент}}}{G_{\text{вент}}^*}, \qquad x_2 = \frac{p_{\text{кс}}}{p_{\text{кс}}^*}, \qquad x_3 = \frac{G_{\text{кс}}}{G_{\text{кс}}^*}, \qquad x_4 = \frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вых}}^*}, \qquad t' = m_t t, \qquad \tau' = m_t\tau.$$

Тогда в новых переменных система (1) запишется в виде

$$\begin{cases} \left(\dfrac{m_t G_{\text{вент}}^*}{p_{\text{кс}}^*} L_{a_1}\right)\dfrac{dx_1}{dt'} = \dfrac{H_{\text{вент}}(p_{\text{вент}}^* x_1)}{p_{\text{кс}}^*} - x_2, \\ \left(\dfrac{m_t p_{\text{кс}}^*}{G_{\text{кс}}^*} C_{a_1}\right)\dfrac{dx_2}{dt'} = \nu\dfrac{G_{\text{вент}}^*}{G_{\text{кс}}^*} x_1 - x_3, \\ \left(\dfrac{m_t G_{\text{кс}}^*}{p_{\text{вых}}^*} L_{a_2}\right)\dfrac{dx_3}{dt'} = \dfrac{p_{\text{кс}}^*}{p_{\text{вых}}^*} x_2 + \dfrac{A}{p_{\text{вых}}^*} - \dfrac{h_{\text{т}}(G_{\text{кс}}^* x_3)}{p_{\text{вых}^*}} - x_4, \\ \left(\dfrac{m_t p_{\text{вых}}^*}{G_{\text{кс}}^*} C_{a_2}\right)\dfrac{dx_4}{dt'} = x_3(t' - \tau') - \sqrt{\dfrac{p_{\text{вых}}^*}{k}}\dfrac{\sqrt{x_4}}{G_{\text{кс}}^*}. \end{cases} \tag{2}$$

На рис. 2, *а* при отсутствии запаздывания $\tau = 0$ и проточного демпфера (т. е. при $L_{a_1} = C_{a_1} = 0$ в системе (2)) приведены формы автоколебаний, самовозбуждающихся в камере горения. При присоединении (см. рис. 1) в рассматриваемую модель проточного динамического демпфера наблюдается практически полное демпфирование автоколебаний

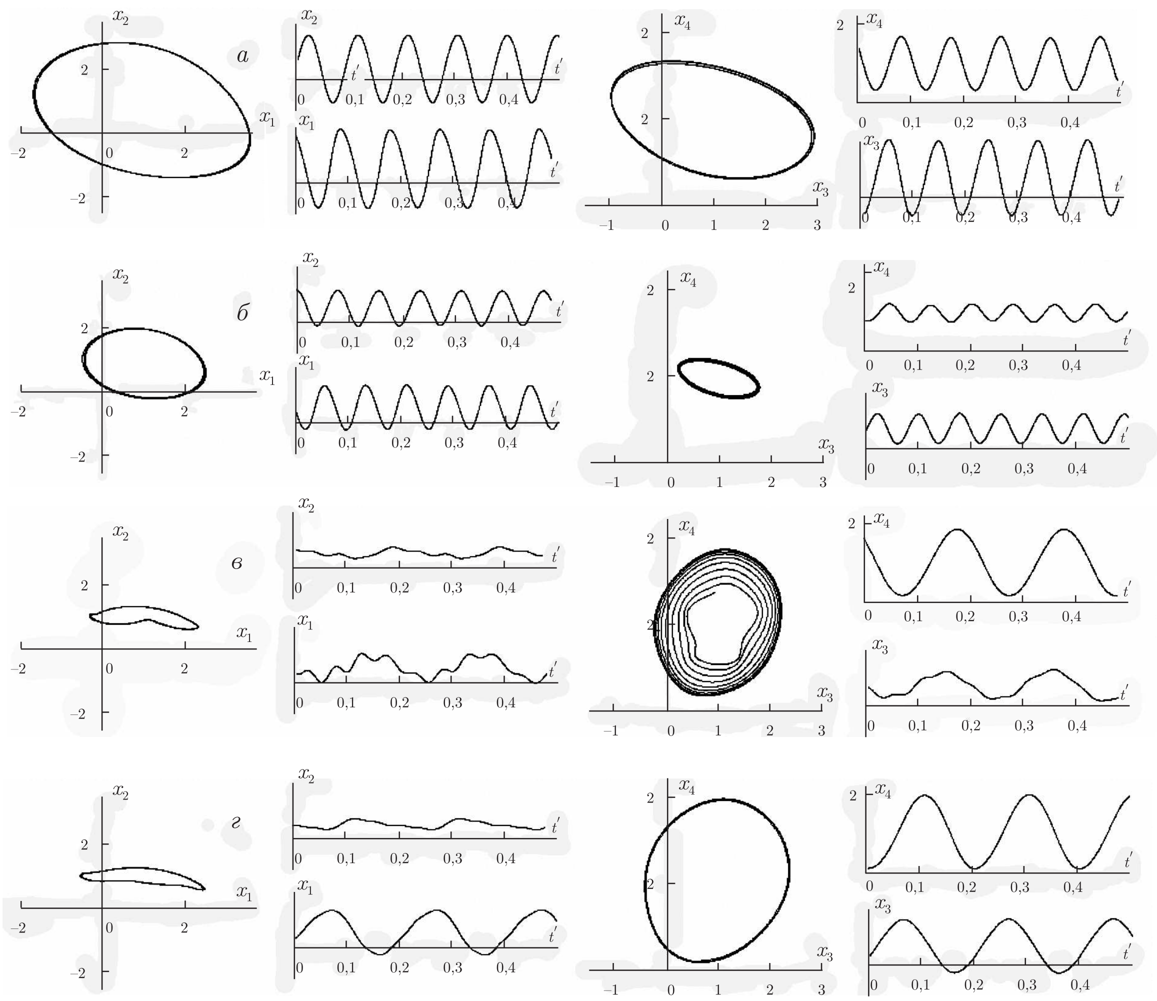

Рис. 3. Автоколебания в сотовой камере горения при варьировании акустических параметров подключенного проточного демпфера: *а* — $m = 1{,}2$; *б* — 1,5; *в* — 2,5; *г* — 3

(см. рис. 2, *б*). Однако с включением действия механизма Л. Крокко при увеличении запаздывания сгорания топлива $\tau > 0$ амплитуды автоколебаний (см. рис. 2, *в*, *г*) нарастают.

Уменьшить амплитуду автоколебаний в камере горения, увеличившуюся за счет роста запаздывания τ, можно варьированием акустических параметров демпфера. Полагая $C_{a_1}(m) = C_{a_2}/m$ и $L_{a_1}(m) = L_{a_2}/m$, где m — варьируемый параметр, на рис. 3 проиллюстрируем характер изменения предельных циклов и соответствующих им автоколебаний $x_3(t)$ и $x_4(t)$ как в камере горения, так в демпфере — $x_1(t)$ и $x_2(t)$.

Зависимость амплитуд автоколебаний $p_{\text{вых}}(t)$ от параметра m является нелинейной и при одних значениях акустических параметров L_{a_1} и C_{a_1} демпфера автоколебания в камере горения демпфируются (см. рис. 3), а при других — наоборот, усиливаются.

Явление Фейгенбаума при увеличении времени запаздывания сгорания топлива. Как известно [6], динамика диссипативных систем может быть самой разнообразной. В зависимости от вида аттрактора, присутствующего в фазовом пространстве, в системе может реализоваться либо регулярный режим движения — стационарный, периодический или квазипериодический, что соответствует простым аттракторам (стационарной точке, предельному циклу и инвариантному тору), либо хаотический, которому отвечает странный аттрактор. Если динамическая система зависит от параметра (в качестве параметра может выступать, например, температура, число Рейнольдса и т. п.), то при его изменении в общем случае аттрактор и, соответственно, поведение системы меняются плавно. Например, при небольшом изменении параметра может немного сдвинуться устойчивая точка, изменить свою форму и период, предельный цикл или деформироваться инвариантный тор. При переходе параметра через некоторое критическое значение аттрактор может претерпеть качественную перестройку, а динамика системы резко измениться. В частности, из предельного цикла может возникнуть инвариантный тор, и периодическое движение сменится квазипериодическим. Значения параметров, при которых происходит топологическая (или качественная) перестройка установившихся режимов движения в системе, как известно [6], называются бифуркационными значениями, а сама перестройка — бифуркацией. При непрерывном изменении параметров могут возникнуть последовательности бифуркаций.

Установление в динамической системе (турбулентного) хаотического режима движения в результате той или иной последовательности бифуркаций принято называть [6, 7] сценарием или картиной развития хаоса. Здесь мы обсудим найденный в динамической системе (1) сценарий Фейгенбаума перехода к турбулентности типа динамического хаоса с ростом бифуркационного параметра τ запаздывания сгорания топлива.

Зафиксируем (рис. 4, *а*) значение $\tau_1' \simeq 0$, при котором рассматриваемая динамическая система имеет предельный цикл некоторого периода T_1. При увеличении запаздывания $\tau' > \tau_1'$ этот цикл остается устойчивым, пока не будет достигнуто следующее бифуркационное значение: $\tau' = \tau_2'$. В этот момент цикл периода T_1 превращается в сложенный "восьмеркой" устойчивый предельный цикл вдвое большего периода $T_2 = 2T_1$, (рис. 4, *б*). Он замыкается после двух оборотов теряющего устойчивость цикла, а в спектре движения появляются кратные гармоники. С дальнейшим увеличением параметра $\tau' > \tau_2'$ при $\tau' = \tau_n'$ $(n = 3, 4, \ldots)$ в системе будут происходить последовательные бифуркации удвоения, приводящие к возникновению устойчивого периодического движения соответственно с периодами $2^n T_1$ $(n = 3, 4, \ldots)$ при $n = 3$ $\tau_3' \simeq 0{,}015$ (рис. 4, *в*). Значения бифуркационного параметра $\tau' = \tau_n'$, при которых происходят очередные бифуркации удвоения, образуют сходящуюся последовательность: $\lim\limits_{n\to\infty} \tau_n' = \tau_\infty'$. Когда $\tau' = \tau_\infty'$, предельный цикл достигает бесконечно большого периода, т. е. превращается в незамыкающуюся притягивающую фазовую траекторию, из которой при $\tau' > \tau_\infty'$ формируется странный аттрактор. Динамика системы в этом случае характеризуется сплошным спектром и разбеганием близких фазовых кривых [7].

Скорость сходимости бесконечной последовательности определяется универсальной постоянной — числом Фейгенбаума:

$$\lim_{n\to\infty} (\tau_n' - \tau_{n-1}')(\tau_{n+1}' - \tau_n')^{-1} = \delta \approx 4{,}6692. \tag{3}$$

Описанному сценарию [6, 7] присуща универсальность: константа Фейгенбаума δ не зависит от конкретного вида динамической системы. Из (3) следует существование некоторой константы $C > 0$: ${\tau'}_\infty - \tau_n' = C\delta^{-n} + o(\delta^{-n})$ при $n \to \infty$.

Таким образом, в работе получена математическая модель регенеративного воздухонагревателя с сотовой камерой горения при последовательном подключении проточного динамического демпфера, приводящая к нелинейной динамической системе с двумя степенями свободы. Установлен характер демпфирования автоколебаний в рассматриваемой динами-

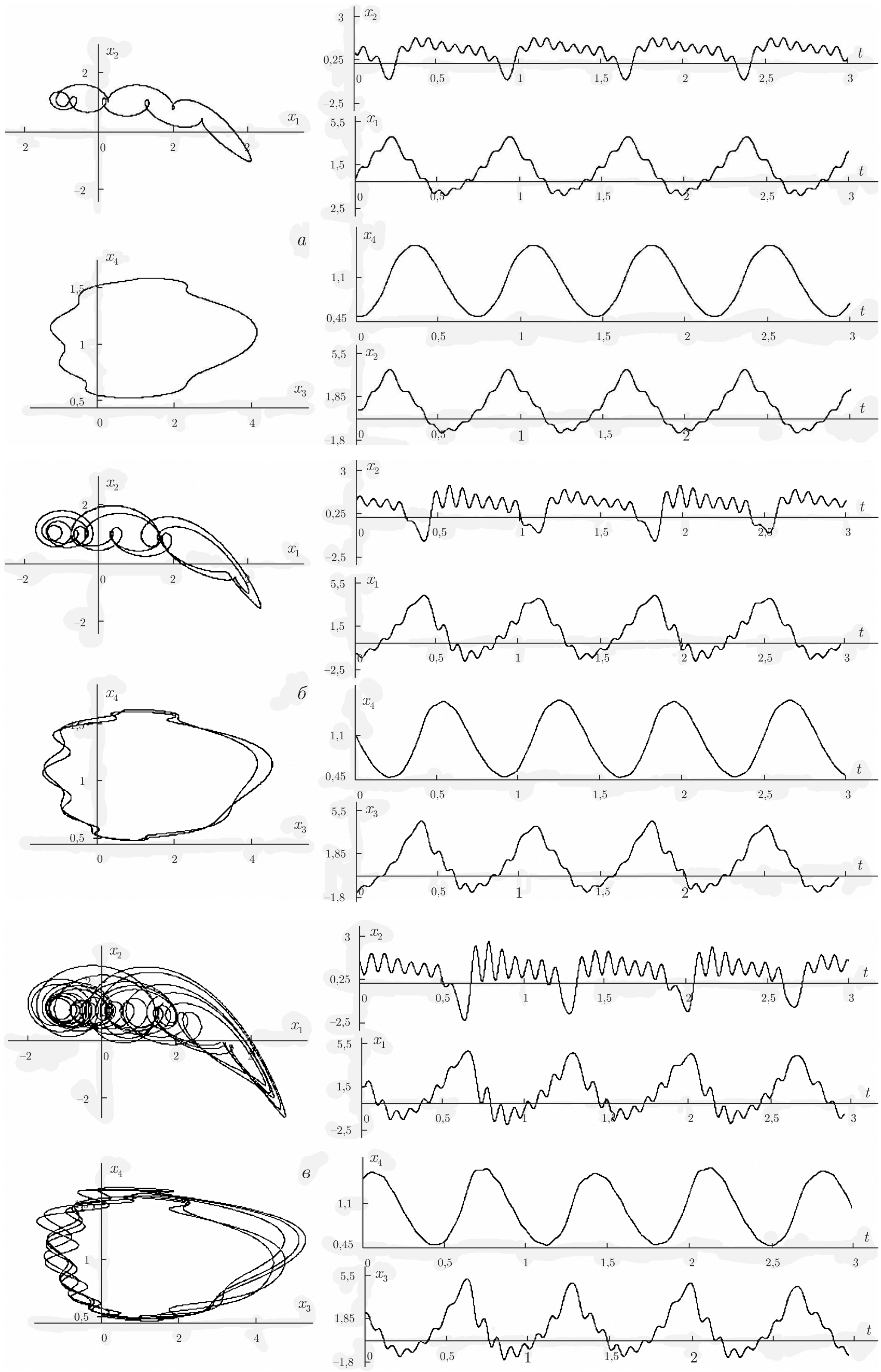

Рис. 4. Сценарий Фейгенбаума с ростом τ': *а* — $\tau' = 0$; *б* — 0,01; *в* — 0,015

ческой системе при изменении акустических параметров проточного демпфера. Найдена закономерность Фейгенбаума удвоения периода, когда в качестве бифуркационного параметра рассматривается запаздывание τ сгорания топлива.

1. *Басок Б. И., Гоцуленко В. В.* Проблема термоакустических колебаний и вибрационного горения // Техн. теплофизика и промышл. теплоэнергетика. Сб. науч. тр. – 2009. – Вып. 1. – С. 5–15.
2. *Гоцуленко В. В., Павленко А. М., Басок Б. И.* Управление автоколебаниями при вибрационном горении // Промышл. теплотехника. – 2005. – **27**, № 1. – С. 9–13.
3. *Гоцуленко В. В., Басок Б. І.* Математичне моделювання динамічних процесів в моделі перфорованої камери горіння повітронагрівачів доменних печей // Там само. – 2009. – **31**, № 5. – С. 34–41.
4. *Тимошенко С. П.* Колебания в инженерном деле. – Москва: Наука, 1967. – 444 с.
5. *Стрелков С. П.* Введение в теорию колебаний. – Москва: Наука, 1964. – 437 с.
6. *Лоскутков А. Ю., Михайлов А. С.* Введение в синергетику. – Москва: Наука, 1990. – 272 с.
7. *Вул Е. Б., Синай Я. Г., Ханин К. М.* Универсальность Фейгенбаума и термодинамический формализм // Усп. мат. наук. – 1984. – **39**, вып. 3(237). – С. 3–35.

Институт технической теплофизики
НАН Украины, Киев

Поступило в редакцию 15.07.2010

Corresponding Member of the NAS of Ukraine **B. I. Basok,**
Corresponding Member of the NAS of Ukraine **A. A. Avramenko, V. V. Gotsulenko**

Dynamical damping of self-oscillations in the model of regenerative air-heater with cellular chambers of burning

The dynamical damping of self-oscillations in the model of regenerative air-heater with cellular vertical chamber of burning is considered. A mathematical model of the considered oscillatory system is developed. Features of the damping of self-oscillations of the vibrating burning are determined.