

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ТЕРМОАКУСТИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ ВИБРАЦИОННОГО ГОРЕНИЯ В МОДЕЛИ ВЕРТИКАЛЬНОЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

Запорожская государственная инженерная академия

Досліджено закономірності автоколивань «гучного» полум'я в моделі вертикальної камери горіння при розрідженні в ній. Визначено особливості зміни їх амплітуд при включенні в систему проточного демпфера.

Исследованы закономерности автоколебаний «поющего» пламени в модели вертикальной камеры горения при разрежении в ней. Определены особенности изменения их амплитуд при включении в систему проточного демпфера.

Введение. Известно, что с повышением температуры дутья существенно возрастают экономические показатели доменных печей. Для достижения этого необходимо повышать тепловую нагрузку в вертикальных камерах горения воздухонагревателей доменных печей, что приводит к увеличению амплитуды колебаний вибрационного горения, являющихся разрушительными для конструкции.

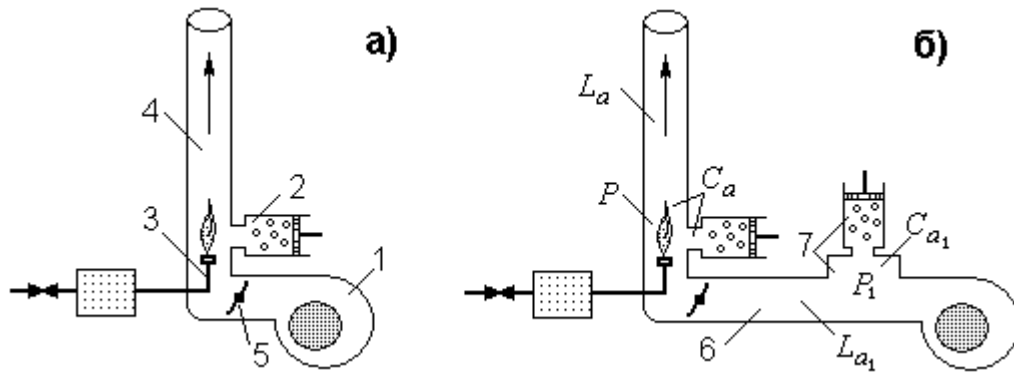
Анализ достижений. Сложность решения проблемы вибрационного горения, актуальность которой для доменного производства отмечалась в работе [1], состоит в том, что наряду с нестационарностью собственно процесса горения [2,3], подвод теплоты порождает термоакустические автоколебания [4]. Так, например, в простейшем генераторе таких автоколебаний Рийке [4] их самовозбуждение наблюдается как при теплоподводе от электроспирали (феномен Рийке), то есть в отсутствии процесса горения, так и при сгорании газообразного топлива («поющее» пламя Хиггинса). Управление такими нестационарными явлениями даже в простейших случаях весьма ограничено, так как не выяснены причины и условия их возникновения, а также механизмы поддержания [4]. Предложенный в этой же монографии механизм объемной релаксации при теплоотдаче от электроспирали оставался единственным. Затем в работе [5] была введена напорная характеристика теплоподвода в трубе Рийке, восходящая (неустойчивая) ветвь которой порождается отрицательными гидравлическими и тепловым сопротивлениями [5,6]. Теоретическое описание феномена Рийке, причиной автоколебаний которого является наличие восходящей ветви на напорной характеристике, образующейся из-за преобразования теплоты в напор, представлено в работах [5-8].

Основным общеизвестным механизмом, как явления поющего пламени Хиггинса, так и вибрационного горения является феноменологическое запаздывание сгорания Л.Крокко [2-3], но другие механизмы, рассмотренные в работах [6,8] и [9], также являются не менее значимыми и обладают свойствами диаметрально ему противоположными. Следует отметить, что амплитуды автоколебаний, возрастающие с увеличением тепловой нагрузки, порождаются механизмами поддержания рассмотренными в работах [8-9].

Постановка задачи. В этой работе рассматривается описание явления «поющего» пламени Хиггинса системой уравнений с дискретными параметрами. Решение полученных уравнений, а также расширенной системы дополненной уравнениями, определяющими динамический проточный акустический демпфер [9], преследует цель установить

особенности изменения автоколебаний в вертикальной трубе, моделирующей камеру горения и возможности ими управления, когда дроссель расположен перед входом в нее.

Объект исследования. На рис.1,а,б представлена схема генератора колебаний, содержащая лопастной вентилятор, а также схема такого же генератора с включением в его состав динамического проточного акустического демпфера. Приведенные схемы динамических моделей вертикальной камеры горения состоят из вентилятора 1, акустической изменяемой емкости 2, горелочного устройства с подачей газа 3, вертикальной камеры горения 4, дросселя 5, а также включенного динамического проточного демпфера (рис.1,б) с инерционным элементом 6 и емкостью 7.



а) основная; б) дополненная динамическим проточным демпфером

Рисунок 1 – Схемы моделей вертикальных камер горения

Уравнения нестационарного движения в модели вертикальной камеры горения и их решения. Уравнение баланса импульса массы (изменения количества движения) записывают в виде

$$d(mv) = \{(p_t - p_z - h_T - h_\ell) \cdot S - G_t\} dt, \quad (1)$$

где G_t - класс продуктов сгорания в объеме трубы Рийке, $G_t = \rho_t \cdot g \cdot Z_\ell \cdot S$; S - площадь нормального сечения трубы, Z_ℓ - длина трубы; h_T , h_ℓ - потери давления, возникающие из-за подвода теплоты и трения по длине трубы соответственно.

Поскольку $p_z + \rho_0 \cdot g \cdot Z_\ell = p_0$, то, исключив переменную p_z в уравнении (1), представляют его в следующей форме

$$L_a \frac{dQ_t}{dt} = P - R(Q_t), \quad (2)$$

в котором $P = p_t - p_0$, $R(Q_t) = h_T(Q_t) + h_\ell(Q_t) - A(Q_t)$, $A(Q_t) = g \cdot Z_\ell \cdot (\rho_0 - \rho_t)$.

Уравнение аккумулятора массы на входе в трубу Рийке [7] можно записать

$$C_a \frac{dp_t}{dt} = Q_{\dot{a}\dot{o}} \cdot (t - \tau) - Q_t, \quad (3)$$

или учитывая, что $dp_t = dP$, получают

$$C_a \frac{dP}{dt} = Q_{\dot{a}\dot{o}} \cdot (t - \tau) - Q_t, \quad (4)$$

Объемный расход образующихся продуктов сгорания, входящих в трубу Рийке, определим зависимостью

$$Q_{\dot{a}\dot{o}} = v \cdot Q_{\dot{a}}, \quad (5)$$

в которой v - коэффициент соотношения между расходом дыма $Q_{\dot{a}\dot{o}}$ и расходом воздуха

$$Q_{\dot{a}} = \frac{\rho_0}{\rho_t} \cdot Q_{\dot{a}\dot{o}}.$$

Расход воздуха $Q_{\text{вент}}$ находится из следующего уравнения

$$P = H_{\text{вент.}}(Q_{\text{вент.}}) - h_{\text{г.устр.}}(Q_{\text{вент.}}) - h_{\ell_1}(Q_{\text{вент.}}) - h_{\text{др.}}(Q_{\text{вент.}}), \quad (6)$$

где $h_{\text{г.устр.}}$ - гидравлические потери при обтекании горелочного устройства, h_{ℓ_1} - потери по длине присоединенной магистрали, $h_{\text{др.}}$ - потери при обтекании дросселя.

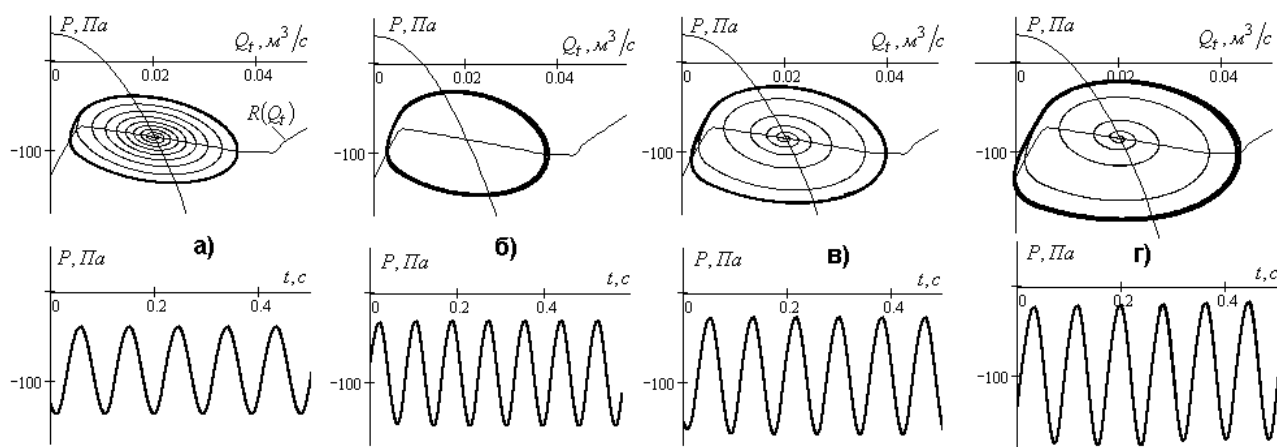
Таким образом:

$$P = H_{\text{вент.}}(Q_{\text{вент.}}) - k \cdot Q_{\text{вент.}}^2, \quad (7)$$

где суммарные гидравлические потери $h_{\text{г.устр.}}$, h_{ℓ_1} и $h_{\text{др.}}$ представлены как квадратичные функции расхода $Q_{\text{вент.}}$; k - коэффициент пропорциональности.

Анализ предельных циклов и периодических решений нелинейной системы обыкновенных дифференциальных уравнений (2)-(3) с учетом зависимостей (4)-(5) при изменении акустических параметров L_a и C_a позволяет получить детальную информацию о динамике системы в рассматриваемой модели.

На рис.2 изображены предельные циклы и соответствующие им развертки колебаний давления $P(t)$ с ростом значений τ запаздывания сгорания газообразного топлива.



а) $\tau = 0$ с; б) $\tau = 0,012$; в) $\tau = 0,015$ с; г) $\tau = 0,02$ с

Рисунок 2 – Изменение предельных циклов и соответствующих им автоколебаний $P(t)$

С увеличением акустической гибкости аккумулятора массы трубы Рийке путем увеличения ее дополнительного регулируемого объема гармонические автоколебания преобразуются в релаксационные, амплитуды которых не изменяются с дальнейшим ее возрастанием или соответственно с уменьшением волнового сопротивления Z .

При режиме работы вертикальной камеры горения под разрежением предельный цикл, неизменный с уменьшением волнового сопротивления $Z = (L_a/C_a)^{0,5}$ камеры горения, при возрастании величины C_a не зависит также и от величины запаздывания τ . Поэтому в этом случае механизм запаздывания амплитуду автоколебаний, изображенных на рис.3, не изменяет.

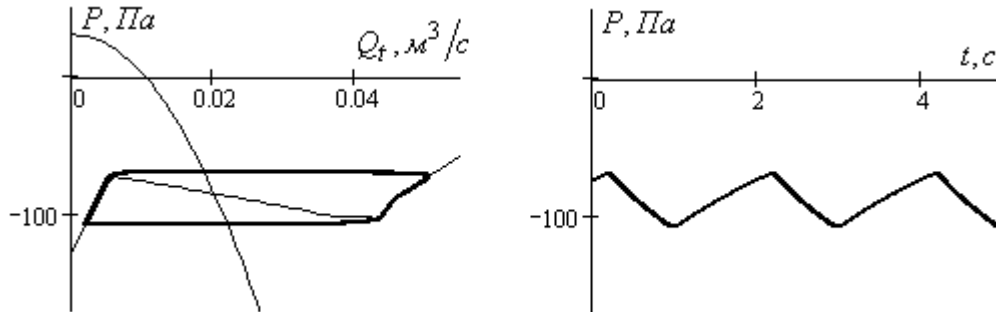


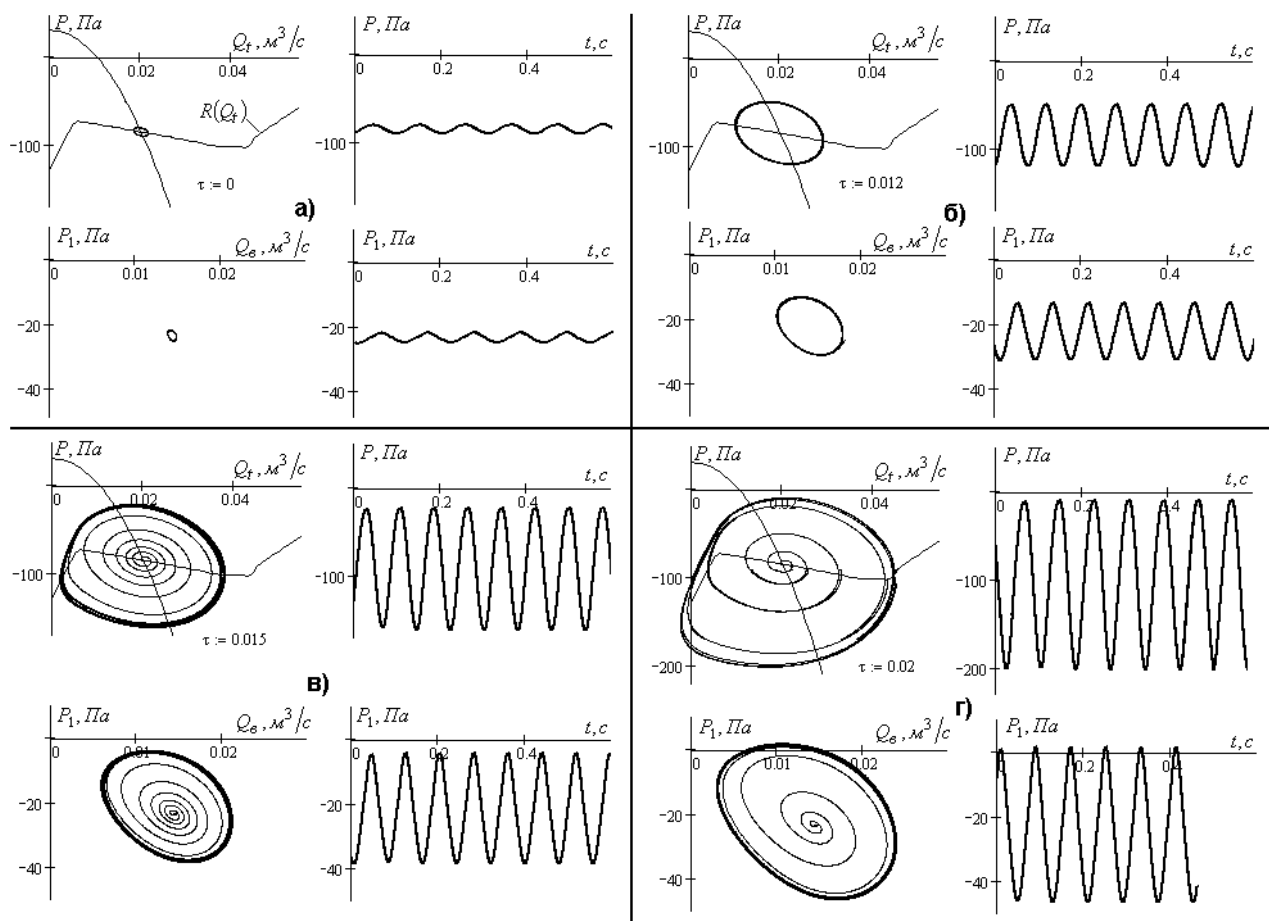
Рисунок 3 – Неизменный предельный цикл релаксационных автоколебаний давления $P(t)$

Присоединение к основному колебательному контуру проточного динамического демпфера с акустическими параметрами L_{a1} и C_{a1} (рис.1,б) усложняет систему, которая становится с двумя степенями свободы и имеет следующий вид

$$\begin{cases} L_a \frac{dQ_t}{dt} = P - R(Q_t), \\ C_a \frac{dP}{dt} = Q_{a\delta} \cdot (t - \tau) - Q_t, \\ L_{a1} \frac{dQ_{a1}}{dt} = P_1 - k \cdot Q_{a1}^2 - P, \\ C_{a1} \frac{dP_1}{dt} = Q_{a1\delta} - Q_{a1}, \end{cases} \quad (8)$$

где $P_1 = H_{\text{вент.}}(Q_{\text{вент.}})$ - характеристика вентилятора.

Периодические решения системы уравнений (8) при отсутствии запаздывания $\tau = 0$ и при малых его значениях, которые имеют место на практике при сгорании топлива, существенно уменьшают амплитуду автоколебаний. Однако, с дальнейшим увеличением τ демпфирование ослабевает, а затем наблюдается и увеличение амплитуды, что иллюстрировано на рис.4, когда $L_{a1} = L_a$, $C_{a1} = C_a$ и демпфирование наиболее интенсивное. Отметим, что уменьшение амплитуды автоколебаний можно также осуществить повышением сопротивления дросселя присоединенного колебательного контура (рис.1,б).



а) $\tau = 0$ с; б) $\tau = 0,012$; в) $\tau = 0,015$ с; г) $\tau = 0,02$ с

Рисунок 4 – Изменение предельных циклов и соответствующих им колебаний в основном контуре и дополнительном присоединенном контуре в виде проточного демпфера для ряда значений запаздывания τ

Релаксационные автоколебания неизменных амплитуд (рис.3) при включении в систему демпфера также не изменяют амплитуду. Уменьшение ее величины можно осуществить снижением интенсивности dR/dQ_t на нисходящей ветви зависимости $R(Q_t)$.

Выводы. Определен характер изменения амплитуды колебаний при сгорании газообразного топлива под разрежением в вертикальной трубе, моделирующей камеру горения при включении в систему проточного демпфера.

Амплитуда гармонических автоколебаний при малых величинах феноменологического запаздывания, наблюдаемых в практике, существенно уменьшается, а релаксационные автоколебания неизменной амплитуды при таком демпфировании ее величину не изменяют.

При разрежении в модели вертикальной камеры горения амплитуды релаксационных автоколебаний не зависят как от волнового сопротивления Z , так и от величины запаздывания τ , то есть механизм Л.Крокко в таком случае не влияет на вибрационное горение поющего пламени.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гоцуленко В.В., Павленко А.М. Математическое моделирование стохастических автоколебаний в сотовых моделях камер горения регенеративных воздухонагревателей доменных печей / *Металургія (Наукові праці ЗДІА)*. - Запоріжжя: РВВ ЗДІА, 2008. - Вип. 18. - С.31-38.
2. Авакумов А.М., Чучкалов И.А., Щелоков Я.М. Нестационарное горение в энергетических установках. - Л.: Недра, 1987. - 159 с.
3. Зельдович Я.Б., Баренблатт Г.И., Либрович В.Б., Махвиладзе Г.М. Математическая теория горения и взрыва. - М.: Наука, 1980. - 478 с.
4. Беляев Н.М., Белик Н.П., Польшин А.В. Термоакустические колебания газожидкостных потоков в сложных трубопроводах энергетических установок. - Киев-Донецк: Высшая школа, 1985. - 160 с.
5. Гоцуленко В.В. Совершенствование генераторов термоакустических автоколебаний и теплотехнологических агрегатов: Автореф. дис... канд. техн. наук. - Киев: ИТТФ НАНУ. - 2005. - 36 с.
6. Gotsulenko V.V. Special Modes of the Pijke Phenomenon // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. - 2005. - Vol. 78. - N 2. - P.375-379.
7. Гоцуленко В.В. Автоколебания в трубе Рийке при ее собственном волновом сопротивлении / Системные технологии (Государственная металлургическая академия Украины). - Днепропетровск: ГМетАУ), 2004. - № 4'(33). - С.45-51.
8. Гоцуленко В.В. Математическое моделирование особенностей феномена Рийке // Математическое моделирование. - 2004. - Т.16. - № 9. - С.23-28.
9. Гоцуленко В.В. Математическое моделирование снижения амплитуд колебаний вибрационного горения в крупных промышленных агрегатах // Математическое моделирование. - 2005. - Т.17 - № 11. - С.16-24.

Стаття надійшла до редакції 30.12.2008 р.

Рецензент, проф. Бойко В.И.