

ВОЗРАСТАНИЕ АМПЛИТУДЫ КОЛЕБАНИЙ, ПОРОЖДАЮЩИХ ЭНТРОПИЙНЫЕ ВОЛНЫ В ПРОЦЕССЕ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА В ЖРД

В.В. Гоцуленко¹, В.Н. Гоцуленко²

¹ Желтоводский институт предпринимательства “Стратегия”, Желтые Воды, Украина,

² Днепродзержинский государственный технический университет, Днепродзержинск,
Украина

С помощью математического моделирования иллюстрируется увеличение амплитуды колебаний в камере сгорания, которые способствуют образованию энтропийных волн из-за изменяющейся при этом величине соотношения компонентов в процессе сгорания топлива. Нестационарность истечения потока, из сопла, возникающая в таких условиях, осуществляет усиление автоколебаний любой природы.

Введение. Одной из причин неустойчивости стационарного режима движения является возрастание напора потока при случайном увеличении расхода, что осуществляет дальнейшее ускорение его течения. Это эквивалентно образованию восходящей ветви на зависимости $H(G)$, представляющей напорную характеристику.

Практическая реализация такого условия осуществляется как в системах подачи ЖРД (жидкостного реактивного двигателя) из-за преобразования в напор механической энергии вращения, так и в камере сгорания, где происходит частичное превращение в напор подводимой теплоты. Таким образом, явления способствующие повышению полного давления в потоке при увеличении расхода составляют механизмы как продольной неустойчивости нагнетателей (помпажа) [1-2], так и термоакустических колебаний или вибрационного горения [3-4].

Неустойчивость стационарного режима может проявляться и при снижении напора потока, что реализуется непосредственно в преодолении гидравлических сопротивлений, а также, кроме того, в процессе истечения из реактивного сопла. В этом случае необходимое условие неустойчивости заключается в образовании нисходящей ветви на зависимости гидропотерь $h(G)$ от расхода. В монографии [5] обосновано возбуждение автоколебаний в твердотопливных двигателях, причина которого заключается в нестационарности процесса истечения из-за нисходящей зависимости характеристики сопла.

Известно ряд других механизмов возбуждения и поддержания автоколебаний в камерах сгорания [6-7], которые также рассмотрены применительно к ЖРД, например, в монографии [8].

Постановка задачи. Различие характеристик элементов гидросистем окислителя и горючего, а также напорных характеристик насосов приводит к тому, что при колебаниях давления в камере сгорания наряду с периодическим изменением массовых расходов происходят также изменение и соотношения компонентов. По сравнению со стехиометрическим его значением имеет место существенное уменьшение температуры в камере сгорания и соответствующее изменение расхода газа через сопло, что формирует

его характеристику, представленную зависимостью $p_c = \frac{c(T_c) \cdot G_c}{\beta(k) \cdot S_{кр}}$, в которой

$$\beta(k) = k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad \text{или}$$

$$p_c = A \sqrt{T_c} G_c, \quad (1)$$

где $A = \frac{p_c^*}{G_c^* \sqrt{T_c^*}}$ определяется параметрами стационарного режима.

Характеристика сопла $p_c = h_c(G_c, c(T_c))$ (рис.1) может быть как убывающей функцией расхода [5], так и возрастающей [8], или функцией имеющей экстремум.

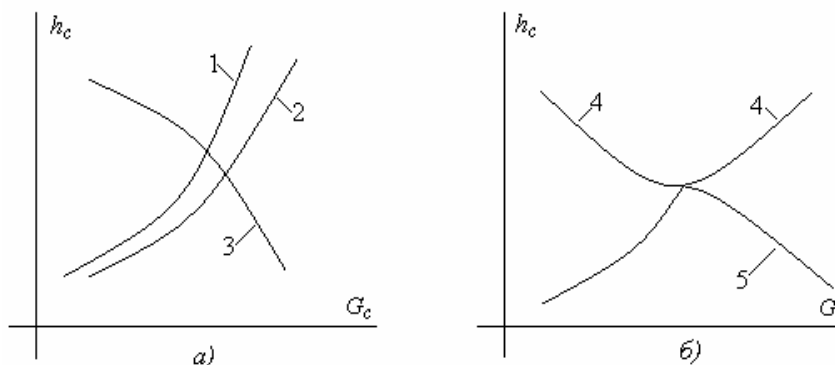


Рис.1. Характеристики реактивного сопла $h_c(G_c, c(T_c))$: а) монотонного характера изменения, в которых 1- $T_c = const$, 2- $T_c = T_c(G_c)$ возрастающая и 3- $T_c = T_c(G_c)$ убывающая зависимости; б) характеристики $h_c(G_c, c(T_c))$, переменный характер изменения которых происходит из-за отклонения соотношения компонентов от стехиометрического значения

Автоколебания, возникающие из-за возрастающего характера изменения давления или напора в камере сгорания, обусловленного проявлением соответствующих механизмов нестационарных режимов горения, или самовозбуждающиеся в системе подачи создают периодическое изменение не только расходов окислителя и горючего, но и величины их соотношения. Это приводит к появлению в процессе сгорания энтропийных волн, которые изменяют режим движения газов через сопло. С образованием нестационарного истечения из реактивного сопла, связанного с переменной энтропией в потоке, осуществляется увеличение амплитуды колебаний $p_c(t)$ изменения давления, поддерживаемых любым из реализуемых механизмов.

В этой работе путем математического моделирования определяется изменение колебаний помпажа, возбуждение которого является причиной образования переменного соотношения компонентов при сгорании топлива и, как следствие, изменение характеристики сопла реактивного двигателя.

Рассматриваемая задача является актуальной для автоколебаний в камере сгорания, возникающих из-за проявления любых внутрикамерных механизмов неустойчивости, а также возбуждающихся в системе подачи, при которых происходит изменение соотношения компонентов. Значительную актуальность составляет образование волн энтропии для неустойчивости горения в газогенераторах ЖРД, в которых соотношение компонентов не является оптимальным [8].

Особенность продольных колебаний (помпажа) лопастных насосов в системе подачи компонентов ЖРД. Известно, что шнек шнеко-центробежных насосов малых ресурсов работает перед срывом подачи [9-10], а в системе при таком режиме возникают автоколебания, несмотря на отсутствие восходящей ветви на напорной характеристике насоса в целом [10]. Поэтому в монографии [10] введен в рассмотрение новый неустойчивый режим - кавитационные автоколебания, который несвязан с работой шнеко-центробежного насоса на левой ветви напорной характеристики. Было предложено ряд его моделей, а также определено [10], что перед срывом подачи, где собственно и возникла проблема неустойчивой работы насосов ЖРД [9-10], кавитационные автоколебания не возбуждаются. Согласно [10] предложенный новый вид неустойчивости наблюдается на

режимах работы насосов, при которых отсутствует заметное падение напора по кавитационной характеристике насоса. Следует отметить, что работа центробежного насоса согласно экспериментальному исследованию [2] в области возбуждения кавитационных автоколебаний [10], где кавитация является “скрытой”, т.е. не влияющей на статические характеристики насосов [9], была абсолютно устойчивой. В тоже время именно перед срывом подачи возникали автоколебания больших амплитуд из-за образования [2] области восходящих по расходу кавитационных разветвлений напорной характеристики. В таком же режиме, т.е. перед срывом подачи колебания самовозбуждаются при обычных лабораторных испытаниях по определению кавитационных характеристик лопастных насосов [11].

Особенность помпажа шнеко-центробежного насоса в режиме кавитации заключается в том, что его причиной является образование восходящих кавитационных разветвлений напорной характеристики шнека, которые ранее оставались неизвестными [2]. Однако напорная характеристика шнеко-центробежного насоса в целом [12] при неустойчивой работе может быть монотонно убывающей, т.к. из-за образования сепарационных каверн между шнеком и центробежным насосом система имеет две степени свободы, поэтому ее устойчивый характер работу шнекового насоса не стабилизирует.

При решении поставленной задачи рассматриваются автоколебания помпажа в бескавитационном режиме, т.е. обусловленные наличием восходящей ветви на напорной характеристике параллельного соединения лопастных насосов, которые усиливаются энтропийными волнами.

Схема двухкомпонентного ЖРД с насосной подачей. Схематизируем жидкостной реактивный двигатель (рис.2) полагая его состоящим из емкостей окислителя -1 и горючего -2, насосов окислителя -3 и горючего -4, центростремительной турбины -5, газогенератора -6, камеры сгорания -7, устройств наддува баков -8 и -9, а также устройств автоматического управления.

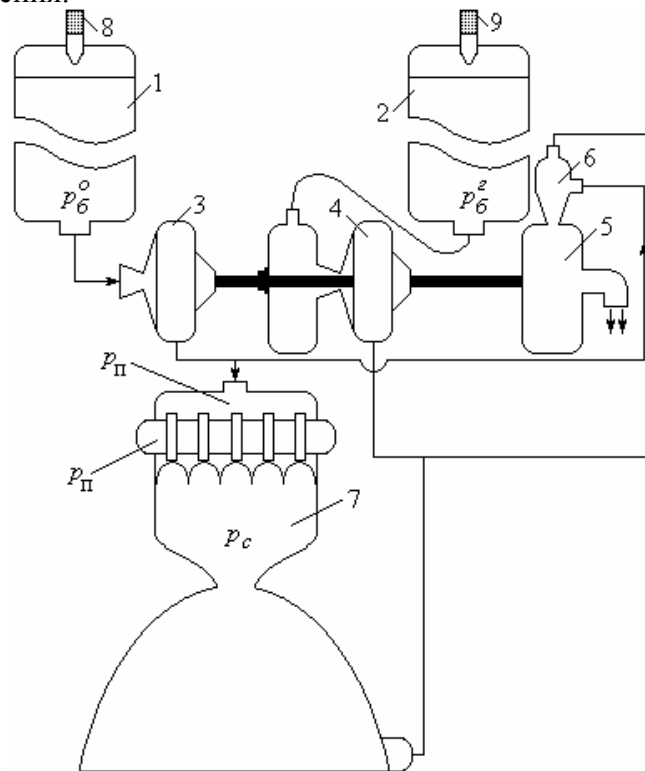


Рис.2. Схема двухкомпонентного ЖРД

К построению решения задачи. Уравнения Бернулли для линии окислителя и горючего (рис.2) могут быть записаны в виде:

$$\begin{cases} p_0^o + \rho_o g H_o(G_o) = p_{II} + h(G_o), \\ p_0^2 + \rho_2 g H_2(G_2) = p_{II} + h(G_2) \end{cases} \quad (2)$$

Общая характеристика системы подачи параллельного включения насосов с магистралями подачи окислителя и горючего:

$$p_{II} = F_H(G), \quad (3)$$

где $F_H(G) = F_o(G_o) + F_2(G_2)$, $F_o(G_o) = p_0^o + \rho_o g H_o(G_o) - h(G_o)$ и $F_2(G_2) = p_0^2 + \rho_2 g H_2(G_2) - h(G_2)$.

Система уравнений нестационарного движения в рассматриваемом ЖРД формально совпадает с уравнениями теории помпажа с дискретными параметрами [1], а также представлена в работах [3-4] и других и имеет вид:

$$\begin{cases} L_{a_{kc}} \frac{dG}{dt} = F(G) - p_c, \\ C_{a_{kc}} \frac{dp_c}{dt} = G(t - \tau) - G_c, \end{cases} \quad (4)$$

где $F(G) = p_{II} + \rho_{kc} R(T_{kc} - T_{жс}) - h_{\phi}(G) - h_{\ell}(G) - h_T(G)$, $L_{a_{kc}} = \frac{\ell_{жс}}{S}$ и $C_{a_{kc}} = \frac{V}{c^2}$.

Из графика зависимости (3) по дискретным значениям расхода G определяются величины давления подачи p_{II} , а по их значениям из уравнений (2) соответственно массовые расходы G_o , G_2 и соотношения компонентов. Из теплового расчета вычисляется температура сгорания T_c . Затем по уравнению (1) рассчитывается $p_c = h_c(G_c, c(T_c))$ - характеристика реактивного сопла, полагая $G_c = G$, т.е. режимы работы принимаются стационарными, которая затем используется в системе (4) при ее интегрировании [1, 3].

На рисунке 3 изображены напорная характеристика $F(G)$ преобразования механической энергии и теплоты в напор потока в камере сгорания, а также ветви характеристики сопла $h_c(G_c, c(T_c))$: возрастающая, когда режим приближается к стехиометрическому и убывающая, когда происходит от него удаление и температура в камере сгорания существенно уменьшается. Условия образования такого режима рассмотрены в [8], но решения даже вырожденной системы, приведенной в этой монографии, получены не были.

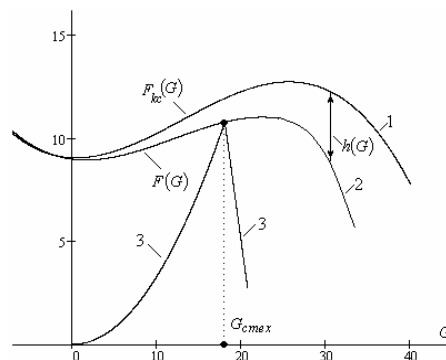


Рис.3. Характеристики потока: 1- напорная камеры сгорания $F_{kc}(G) = F_H(G) + \rho_c R(T_c - T_{жс})$ из-за преобразования в него механической энергии вращения и подводимой теплоты; 2 – напорная характеристика $F(G) = F_{kc}(G) - h(G)$, за вычетом потерь напора

$h(G) = h_{\phi}(G) + h_{\ell}(G) + h_T(G)$, составляющих потери напора при распыле форсунками, гидравлические потери и потери напора из-за теплоподвода; 3- характеристика реактивного сопла $h_c(G_c, c(T_c))$

Если сгорание топлива независимо от расхода осуществляется при стехиометрическом соотношении компонентов, т.е. когда $T_c = const$, то предельный цикл и решение системы уравнений (4) при возрастающей зависимости $h_c(G)$ (рис.1., кривая 1), изображены на рисунке 4-а.

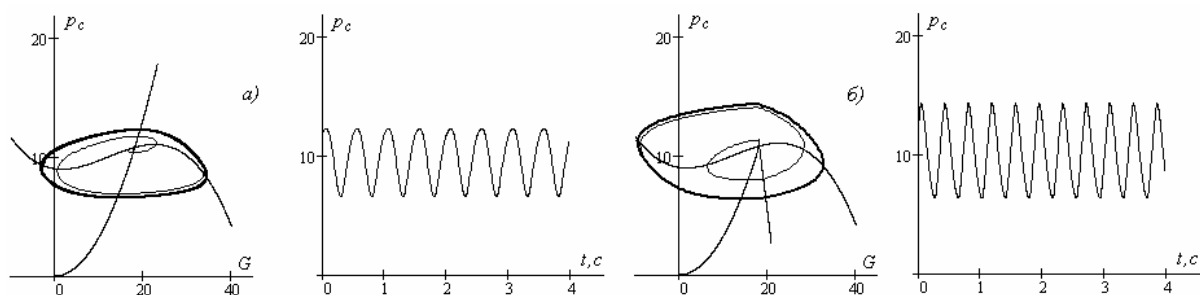


Рис.4. Предельные циклы и зависимости $p_c(t)$ автоколебаний: а) при стехиометрическом сгорании топлива независимо от его расхода $G(t)$; б) увеличение предельного цикла и амплитуды $p_c(t)$ из-за образования в потоке энтропийных волн, когда запаздывание $\tau = 0$

С увеличением подачи топлива, когда изменение расхода окислителя превосходит изменение расхода горючего, температура сгорания уменьшается и при этом образуется ветвь нисходящей зависимости характеристики сопла $h_c(G_c, c(T_c))$. В режиме, когда соотношение компонентов отклоняется от стехиометрического, предельный цикл увеличивается и амплитуда рассматриваемых автоколебаний (помпажа) возрастает. На рисунке 4-б представлены изменившиеся предельный цикл и зависимость автоколебаний давления $p_c(t)$. С проявлением запаздывания τ и его увеличением амплитуды колебаний (рис.4 –б) также возрастают, что иллюстрировано на рисунке 5.

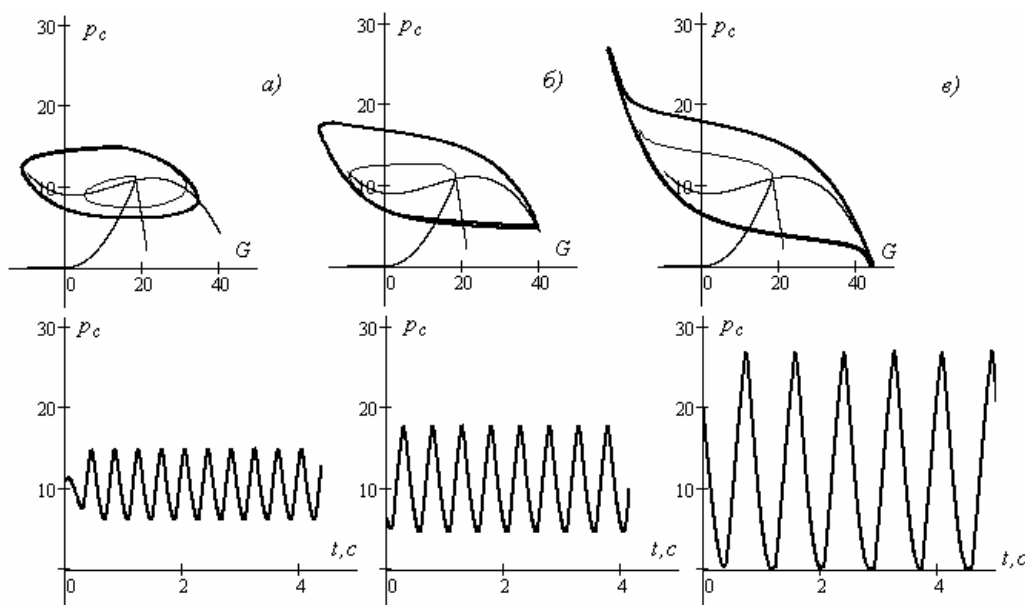


Рис.5. Увеличение предельного цикла и амплитуды колебаний $p_c(t)$ с возрастанием феноменологического запаздывания τ процесса сгорания: а) - 0,01 с; б) - 0,05 с; в) - 0,15 с

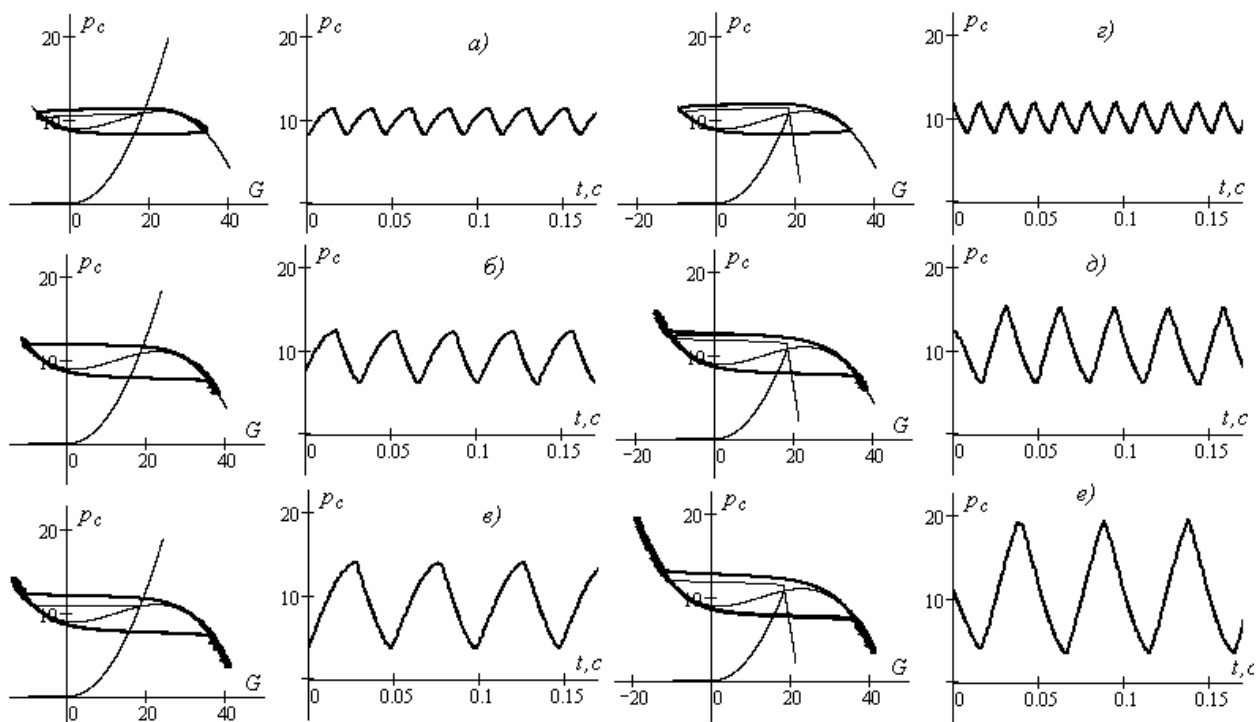


Рис.6. Предельные циклы и соответствующие им формы колебаний $p_c(t)$ представляющие решение вырожденной системы уравнений: а)-б)-в) – при стехиометрическом сгорании; г)-д)- е)- при его нарушении, когда τ следующее: а, г- 0; б,д-0,05 с; в, е – 0,15 с

Предельные циклы и амплитуды релаксационных автоколебаний, представляющие решение вырожденной системы уравнений, рассматриваемой в [8], которая образуется, полагая $L_{akc} = 0$ в системе (4) при $\tau = 0$ (рис. 6, а, г) не зависят от наличия в потоке энтропийных волн. С увеличением τ запаздывания сгорания топлива (рис.6) амплитуды колебаний и предельные циклы увеличиваются. Причем более значительному их возрастанию способствует образование нисходящей ветви характеристики сопла, образованной из-за не стехиометрического сгорания образующегося с увеличением расхода топлива $G(t)$.

Выводы

1. Определена аналитически зависимость автоколебаний $p_c(t)$, обусловленных помпажом в ЖРД при стехиометрическом сгорании топлива.
2. Показан характер возрастания амплитуды таких колебаний из-за нарушения стехиометричности соотношения компонентов при сгорании топлива.
3. Установлено влияние феноменологического запаздывания сгорания на изменение колебаний $p_c(t)$ как описываемых полной дискретной системой уравнений движения, так и вырожденной, используемой при исследовании неустойчивости горения в ЖРД, например, [8].

Литература

- [1] Казакевич В. В. Автоколебания (помпаж) в компрессорах. М.: Машиностроение, 1974.
- [2] Гоцуленко В.Н., Гоцуленко Н.Н. Экспериментальное исследование автоколебаний в системе, включающей лопастной насос с монотонно убывающей напорной характеристикой // Энергомашиностроение. – 1978. -№ 5. -С. 44-45.
- [3] Гоцуленко В.В. Математическое моделирование особенностей феномена Рийке // Математическое моделирование, РАН, 2004. Т.16, .-№ 9. -С. 23-28.

- [4] Гоцуленко В.В., Гоцуленко В.Н. Математическое моделирование автоколебаний вибрационного горения в ЖРД, обусловленных тепловыделением сгорания // Математичне моделювання (Днепродзержинский гос. техн. ун-т). 2006. 1,2(15). С. 44-47.
- [5] Зельдович Я.Б., Лейпунский О.И., Либрович В.Б., Теория нестационарного горения пороха. М.: Наука, 1975.
- [6] Зельдович Я. Б., Баренблатт Г. И., Либрович В. Б., Махвиладзе Г. М. Математическая теория горения и взрыва. М.: Наука, 1980.
- [7] Раушенбах Б. В. Вибрационное горение. М.: Физматгиз, 1961.
- [8] Натанзон М. С. Неустойчивость горения. М.: Машиностроение, 1986.
- [9] Чебаевский В.Ф., Петров В.И. Кавитационные характеристики высокооборотных шнеко-центробежных насосов. - М.: Машиностроение, 1973. - 152с.
- [10] Пилипенко В.В. Кавитационные автоколебания / АН УССР, Ин-т техн. механики. К.: Наукова думка, 1989.
- [11] Вильнер Я.М., Вопнярский И.П. и др. Лабораторный практикум по гидравлике и гидравлическим машинам (насосам). - Минск.: Высшая школа, 1967.
- [12] Гоцуленко В.В. Об особенностях помпажа шнеко-центробежного насоса //Системные технологии, 3'(20). 2002, С. 3-7.