

УДК 621.438.57.4

РАЗРАБОТКА ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ С ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫМ СМЕШЕНИЕМ ТОПЛИВА

© 2002 Р. С. Кашапов, Д. А. Максимов, Д. В. Скиба, С. В. Куликов, М. Н. Баштанников

Уфимский государственный авиационный технический университет

Рассмотрена проблема выбора оптимальных параметров смесителя горелочного устройства камеры сгорания с предварительной подготовкой топливовоздушной смеси с учетом требований к обеспечению нормативных уровней выбросов оксидов азота и к амплитуде пульсаций давления в камере сгорания на основе разработанной динамической модели рабочего процесса в камере сгорания данного типа. Обсуждается применение данного подхода к созданию низкоэмиссионной камеры сгорания газоперекачивающего агрегата ГТК-10И (Flame 3).

В последнее десятилетие были введены новые нормативные требования к уровню выбросов вредных веществ наземными газотурбинными установками (ГТУ). Самое существенное ограничение касается уровня выбросов оксидов азота, который не должен превышать 50 мг/нм^3 при $15\% \text{ O}_2$. Применение концепции предварительной подготовки топливовоздушной смеси позволяет снизить эмиссию оксидов азота до уровня, требуемого нормативными документами. Однако при этом возникает проблема обеспечения устойчивости камеры сгорания к пульсациям давления, возникающим вследствие случайных турбулентных возмущений или из-за изменения режима работы камеры сгорания.

Ведущие зарубежные фирмы, такие как Rolls-Royce, ABB, Siemens, решают данную проблему либо за счет системы управления, поддерживающей постоянное соотношение между расходами воздуха и топлива, поступающими в камеру сгорания, либо используя системы подавления колебаний давления, включающих в себя исполнительные механизмы, содержащие подвижные части в топливном и воздушном трактах камеры сгорания. Применение первого метода уменьшает КПД ГТУ, а использование систем подавления колебаний значительно увеличивает стоимость камеры сгорания. Кроме того, применение подвижных частей, работающих с высокой частотой, снижает надежность камеры сгорания. Поэтому более перспективным путем решения данной проблемы является применение систем пассивного подавления автоколебаний, то есть при создании камер сго-

рания данного типа более предпочтительным является применение пассивных систем подавления колебаний давления, в которых не предполагается высокочастотного управления работой камеры сгорания.

Проблемы устойчивости горения, и в частности проблема создания пассивной системы подавления автоколебаний, ранее подробно исследовались для камер сгорания жидкостных реактивных двигателей и для форсажных камер газотурбинных двигателей. Однако выработанные в данных конструкциях технические решения не учитывают специфики рабочего процесса камер сгорания с предварительным смешением топлива. Действительно, уменьшение времени запаздывания, являющегося также временем смешения, приводит к росту выбросов оксидов азота. Применение систем шумоглушения, например резонаторов Гельмгольца, сдерживается их однорежимностью.

Поэтому для успешного применения методов пассивного подавления колебаний необходима оптимизация конструкции камеры сгорания с учетом ограничений, накладываемых уровнем эмиссии вредных веществ и ограничением на потери давления в камерах сгорания данного типа. Для решения такой задачи необходимо создание математической модели камеры сгорания, учитывающей ее акустические характеристики.

Ранее выполненные экспериментальные исследования показывают, что амплитуда колебаний в камере сгорания не зависит от предыстории процесса, а частота колебаний не зависит от времени, что позволяет

классифицировать данный тип колебаний как автоколебания. Анализ результатов экспериментов также показал, что в рассматриваемой камере сгорания наблюдаются термоакустические колебания, поскольку в ходе проведенных экспериментов было установлено, что [1]:

1) частота колебаний давления обратно пропорциональна длине камеры сгорания и равна собственной частоте колебаний давления в камере;

2) при увеличении среднemasсовой скорости в ГУ происходит переход частоты колебаний с одной собственной частоты колебаний давления в камере сгорания на другую собственную частоту;

3) амплитуда пульсаций давления имеет периодическую зависимость от времени смешения.

Поэтому на основе результатов экспериментальных исследований можно сделать

вывод, что при создании динамической модели камеры сгорания необходимо учитывать сжимаемость и нестационарность течения в жаровой трубе, смесителе и в топливной магистрали.

Динамическое поведение камеры сгорания удобно рассматривать как взаимодействие между ее подсистемами. В данном исследовании математическая модель камеры сгорания была представлена в виде совокупности моделей смесителя и связанных с ним воздухо- и топливопроводов; фронта пламени, стабилизирующегося на срезе горелочного устройства; первичной зоны, в которой происходит догорание топлива; вторичной зоны, в которой продукты сгорания смешиваются с разбавляющим воздухом, и соплового аппарата турбины (рис. 1).

Рассматривая камеру сгорания как автоколебательную систему общего вида (рис. 2), необходимо отметить, что источни-

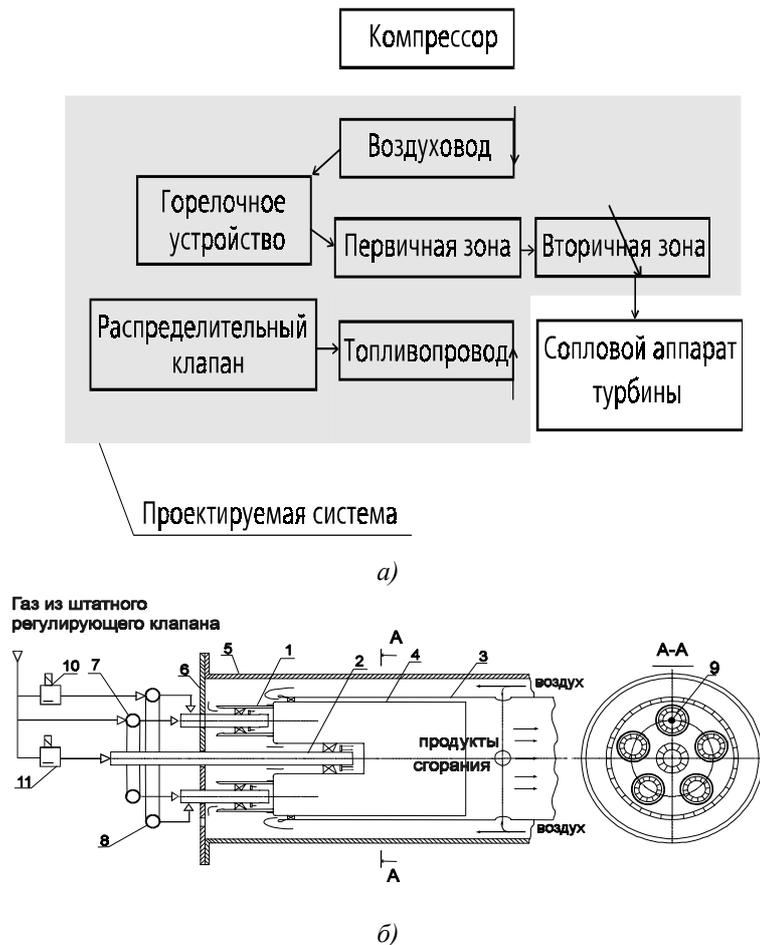


Рис. 1. Схема камеры сгорания с предварительным смешением топлива:

- а) общая схема камер сгорания данного типа; б) конструкция камеры сгорания газотурбинной установки ГТК-10И, где: 1 - периферийное горелочное устройство, 2 - центральное горелочное устройство, 3 - жаровая труба, 4 - экран, 5 - корпус, 6 - крышка, 7 - коллектор первого контура, 8 - коллектор второго контура, 9 - свеча, 10, 11 – клапаны

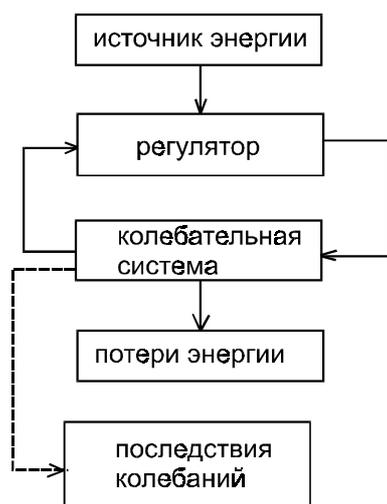


Рис. 2. Схема автоколебательного процесса

ком энергии автоколебательной системы служит энергия топлива, выделяющаяся при его окислении. При этом регулятором поступления энергии в колебательный контур служит фронт пламени. Действительно, при изменении концентрации топлива на фронте пламени происходит генерация волн давления, которые, в свою очередь, приводят к изменению концентрации топлива. Отклонение эмиссии оксидов азота от результатов расчета по классической модели образования оксидов азота с учетом турбулентных пульсаций концентрации топлива является следствием возникающего автоколебательного процесса.

С практической точки зрения задача теоретического определения асимптотической (предельной) амплитуды колебаний давления в случае неустойчивого режима горения не имеет существенного значения. В большинстве известных случаев ограничения на уровень колебаний и случайные возмущения в камере сгорания существенно меньше предельных амплитуд пульсаций давления и зачастую лежат в диапазоне применимости линейного приближения для описания возбуждаемых пульсаций давления. Для оценки применимости линейного приближения к определению границ устойчивой работы камеры сгорания необходимо рассмотреть зависимости генерации колебательной энергии фронтом пламени и ее диссипации в элементах камеры сгорания от амплитуды пульсаций давления.

Такие зависимости, в частности, были получены в работах Зина [2] и Антонова [3]. Согласно данным этих работ, генерация колебательной энергии от фронта пламени может определяться на основании линейной модели камеры сгорания до амплитуд пульсаций давления, не превышающих 0,6 % от полного давления в камере сгорания. Линейная модель для описания диссипации энергии применима в случае, если амплитуда пульсаций давления менее 15 % от полного давления, в то время как ограничения, предъявляемые к камерам сгорания данного типа, составляют не более 0,5 % от полного давления в камере.

В случае применимости линейной модели камеры сгорания для описания процесса разгона автоколебаний связь между математическими моделями элементов камеры сгорания может быть установлена на основе линеаризации одномерных уравнений Эйлера, в которой в качестве искомым переменных выбраны инварианты Римана

$$(J_+ = \frac{2 \cdot a}{(k-1)+u}, J_- = \frac{2 \cdot a}{(k-1)-u}), \text{ энтропия}$$

$$(s) \text{ и концентрация топлива } (z = \frac{1}{1 + \alpha \cdot L_0})$$

[4, 5]:

$$\frac{\partial J'_\pm}{\partial \tau} + (u \pm a) \frac{\partial J'_\pm}{\partial x} = 0, \frac{\partial s'}{\partial \tau} + u \frac{\partial s'}{\partial x} = 0, \frac{\partial z'}{\partial \tau} + u \frac{\partial z'}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

Учет особенностей камер сгорания данного типа, связанных с большими длинами жаровых труб, позволяет уменьшить количество параметров, связывающих математические модели элементов камеры сгорания. Действительно, большая длина жаровой трубы, малая скорость потока в ней и высокая интенсивность турбулентности в закрученном потоке подавляют влияние пульсаций энтропии, генерируемых на фронте пламени, на динамические характеристики соплового аппарата, что, в конечном итоге, позволяет пренебречь пульсациями энтропии при рассмотрении взаимодействия между элементами камеры сгорания и использовать для связи элементов только пульсации инвариантов Римана и пульсации концентрации топлива.

При рассмотрении динамического поведения камеры сгорания необходимо ограничить расчетную область. В камерах сгорания данного типа существуют элементы, ограничивающие поступление пульсаций давления, возникающих извне: это большой объем на входе в камеру сгорания, критическое сечение в регуляторе расхода топлива, а также критическое сечение в сопловом аппарате турбины.

Наибольшие трудности при создании модели камеры сгорания вызывает создание алгоритма расчета взаимодействия между топливной магистралью и смесителем горелочного устройства. Однако расчет этого взаимодействия можно упростить, если учесть, что расход топливного газа из пилонов намного меньше расхода воздуха. Данный факт позволяет предположить, что пульсации расхода топлива не оказывают существенного влияния на давление и расход воздуха в смесителе горелочного устройства, вследствие чего пульсации давления в смесителе горелочного устройства могут рассматриваться в качестве внешнего воздействия по отношению к топливной магистрали. Таким образом, динамическая характеристика топливной магистрали будет определяться ее импедансом, определяющим отклик на пульсацию давления в смесителе в виде пульсации расхода топлива.

Блок-схема КС для анализа механизма обратной связи автоколебаний, обусловленных пульсациями концентрации топлива (рис. 3), показывает, что для проведения такого анализа необходимо определить:

- передаточные функции системы подвода воздуха и соплового аппарата турбины;

- импеданс топливной системы;
- зависимость между пульсациями концентрации топлива в сечении его подачи и пульсациями концентрации топлива на фронте пламени;
- отклик фронта пламени на пульсации концентрации топлива и пульсации инвариантов Римана.

Для расчета передаточной функции системы подвода воздуха использовалось решение уравнений Навье-Стокса. Расчет передаточной функции состоял из двух этапов. В ходе первого этапа расчета обеспечивалось установление стационарного режима течения в системе подачи воздуха. В качестве граничных условий на входе в систему подачи воздуха задавались заторможенное давление и температура, а на выходе – статическое давление. После установления стационарного режима на втором этапе расчета на входе задавались граничные условия течения из бесконечного объема, моделирующие течение воздуха из-за ВНА компрессора, а на выходе задавалось переменное статическое давление с заданной частотой и амплитудой колебаний. На втором этапе определялась зависимость расхода воздуха от времени. По известным зависимостям статического давления и расхода на выходе из системы подачи воздуха определялись пульсации инвариантов Римана, а по ним - передаточная функция.

Для примера была рассчитана зависимость передаточной функции системы подачи воздуха от расстояния горелочного устройства до поворота потока на 180° (L_1) и длины горелочного устройства (L_2) для камеры сгорания с противоточной системой подачи воздуха. Результаты расчетов (рис. 4) указыва-

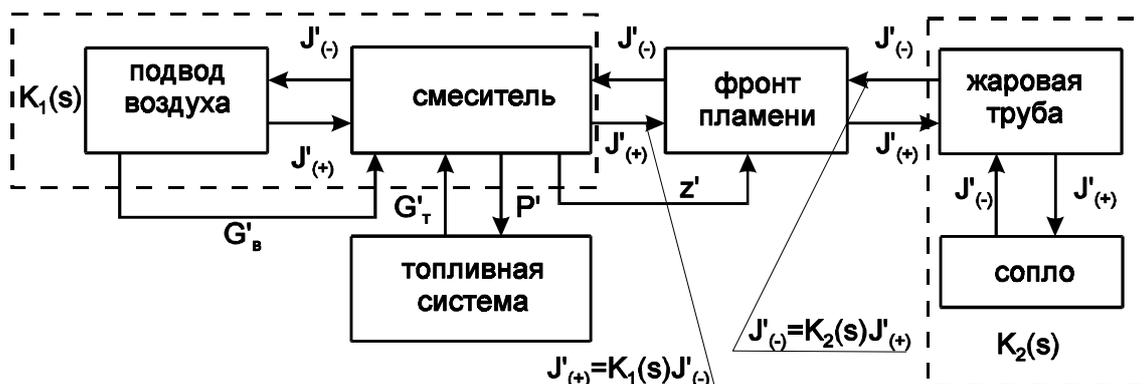


Рис. 3. Блок-схема динамической модели камеры сгорания

ют на один из методов организации пассивного подавления автоколебаний. Действительно, диссипацию энергии в системе подвода воздуха можно оценить по передаточной функции на основе соотношения [5]

$$D = \frac{1 - |K(\omega)|^2}{4 \cdot \rho \cdot a} (J'_-)^2 \quad (2)$$

Из этого соотношения видно, что максимальная диссипация энергии будет наблюдаться в точках с минимальным значением модуля передаточной функции. Таким образом, результаты расчетов показали, что максимум диссипации определяется следующими соотношениями между частотой и геометрическими размерами камеры сгорания:

$$\frac{f \cdot L_2}{a} = \frac{1}{4}, \frac{3}{4}, \dots, \frac{2 \cdot f \cdot (L_1 + L_2)}{a} = \frac{1}{4}, \frac{3}{4}, \dots \quad (3)$$

Данный результат позволяет использовать систему подачи воздуха в качестве системы пассивного подавления колебаний в камере сгорания.

Для определения передаточной функции СА может применяться методика, аналогичная методике, примененной для расчета передаточной функции системы подачи воздуха. Однако для упрощения расчета может использоваться методика, основанная на модели распада произвольного разрыва на скачке сечения, позволяющая определить коэффициент отражения волн давления в виде

$$K_{CA} = \frac{1 - \frac{k-1}{2} \cdot M}{1 + \frac{k-1}{2} \cdot M} \quad (4)$$

где M - число Маха в КС, k - постоянная адиабаты, K_{CA} - коэффициент отражения волн давления. Применимость упрощенной методики связана с низкими частотами колебаний, возбуждаемых в КС, а также с малой длиной хорды СА.

Рассматривая методику расчета передаточной функции между пульсациями концентрации топлива в сечении его подачи и пуль-

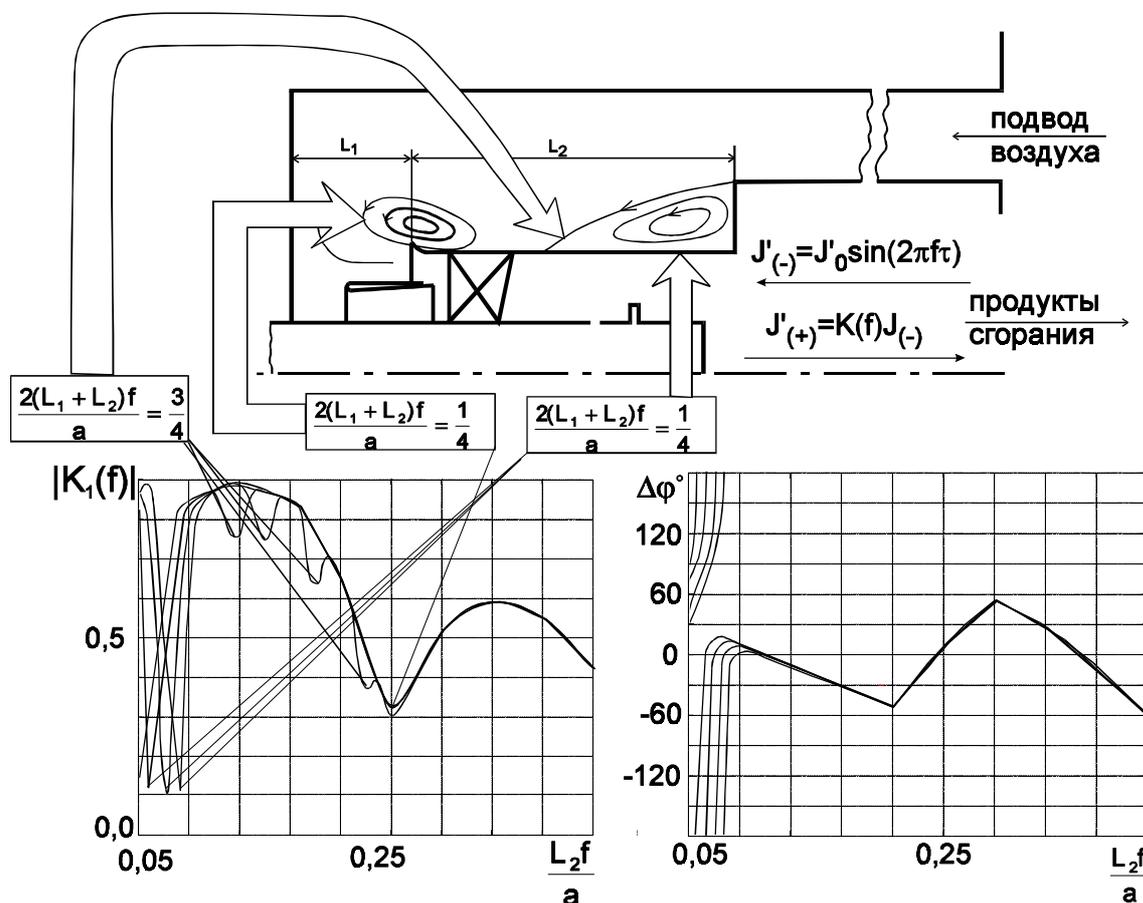


Рис. 4. Результаты расчета передаточной функции системы подвода воздуха

сациями концентрации топлива на фронте пламени, следует подчеркнуть, что большие времена смещения и интенсификация турбулентной диффузии в смесителе горелочного устройства требует учитывать диффузию. Учет этого эффекта может быть осуществлен на основе линеаризованного уравнения для пульсаций концентрации топлива, имеющих детерминированную природу:

$$\rho \cdot \frac{\partial z'}{\partial \tau} + \rho \cdot u \cdot \frac{\partial z'}{\partial x} - \rho \cdot D_t \cdot \frac{\partial^2 z'}{\partial x^2} = 0, \quad (5)$$

с граничными условиями

$$z' \Big|_{x=\text{точка подачи}} = z'_0 \cdot \exp(i \cdot \omega \cdot \tau), \quad z' \Big|_{x=+\infty} = 0. \quad (6)$$

Поставленная краевая задача имеет решение

$$z'(x) = z'_0 \cdot \exp \left(- \left(\sqrt{1 + \frac{4 \cdot i \cdot \omega \cdot D_t}{u^2}} - 1 \right) \cdot \frac{\bar{u} \cdot x}{2 \cdot D_t} + i \cdot \omega \cdot t \right) \quad (7)$$

Для описания в линейном приближении отклика фронта пульсаций давления на пульсации концентрации топлива можно использовать модель фронта пламени, предложенную Раушенбахом [5]:

$$\begin{cases} P'_z = P'_x, \\ u'_z = u'_x = \rho \cdot u_x \cdot \frac{k-1}{k \cdot \bar{P}} \cdot \Delta H \cdot z'. \end{cases} \quad (8)$$

Поскольку возбуждающая амплитуда пульсаций давления или концентрации топлива носит случайный характер, то анализ полученной математической модели необходимо производить на основе определения декремента разгона колебаний в уравнении для колебательной энергии, которое имеет вид:

$$\frac{dE}{d\tau} = N_{\phi.n.} - D, \quad (9)$$

где E – колебательная энергия;

$$N_{\phi.n.} = P' \cdot (u'_z - u'_x) = \rho \cdot u_x \cdot \frac{k-1}{k \cdot \bar{P}} \Delta H \cdot z' \cdot P' -$$

мощность колебательной энергии, генерируемая фронтом пламени; D – диссипация энергии.

Качественный анализ полученной математической модели позволяет выявить основные причины склонности камер сгорания данного типа к автоколебаниям. Как было установлено ранее, колебательная энергия, генерируемая фронтом пламени, пропорциональна произведению амплитуд колебаний давления и концентрации топлива. Амплитуда пульсаций концентрации топлива, определяемая через передаточные функции пульсаций расходов воздуха и топлива, также пропорциональна пульсации давления. В свою очередь, диссипация колебательной энергии в линейном приближении пропорциональна колебательной энергии, накопленной в камере сгорания. Поэтому склонность камеры сгорания к автоколебательным режимам работы будет определяться отношением амплитуды пульсаций давления на фронте пламени к осредненной по объему среднеквадратичной амплитуде пульсаций давления. Ввиду большого раскрытия жаровой трубы (с целью предотвращения проскока фронта пламени внутрь горелочного устройства) фазовый угол между пульсациями давления, направленными в сторону системы подвода воздуха и выходящими из нее, близок к нулю (рис. 4.), что приводит к наличию максимума давления на срезе горелочного устройства, где и происходит стабилизация фронта пламени.

Таким образом, возбуждение колебаний обусловлено следующими свойствами камер сгорания данного типа:

- расположением максимума давления на срезе горелочного устройства, что приводит к максимально эффективному преобразованию пульсаций тепловыделения в колебательную энергию;

- наличием больших времен смещения, что приводит к потере устойчивости системы, обусловленной наличием времени запаздывания между пульсациями давления и пульсациями тепловыделения.

Вместе с тем, анализ полученного уравнения для пульсаций концентрации топлива показывает, что при заданном времени смещения с ростом частоты колебаний амплитуды

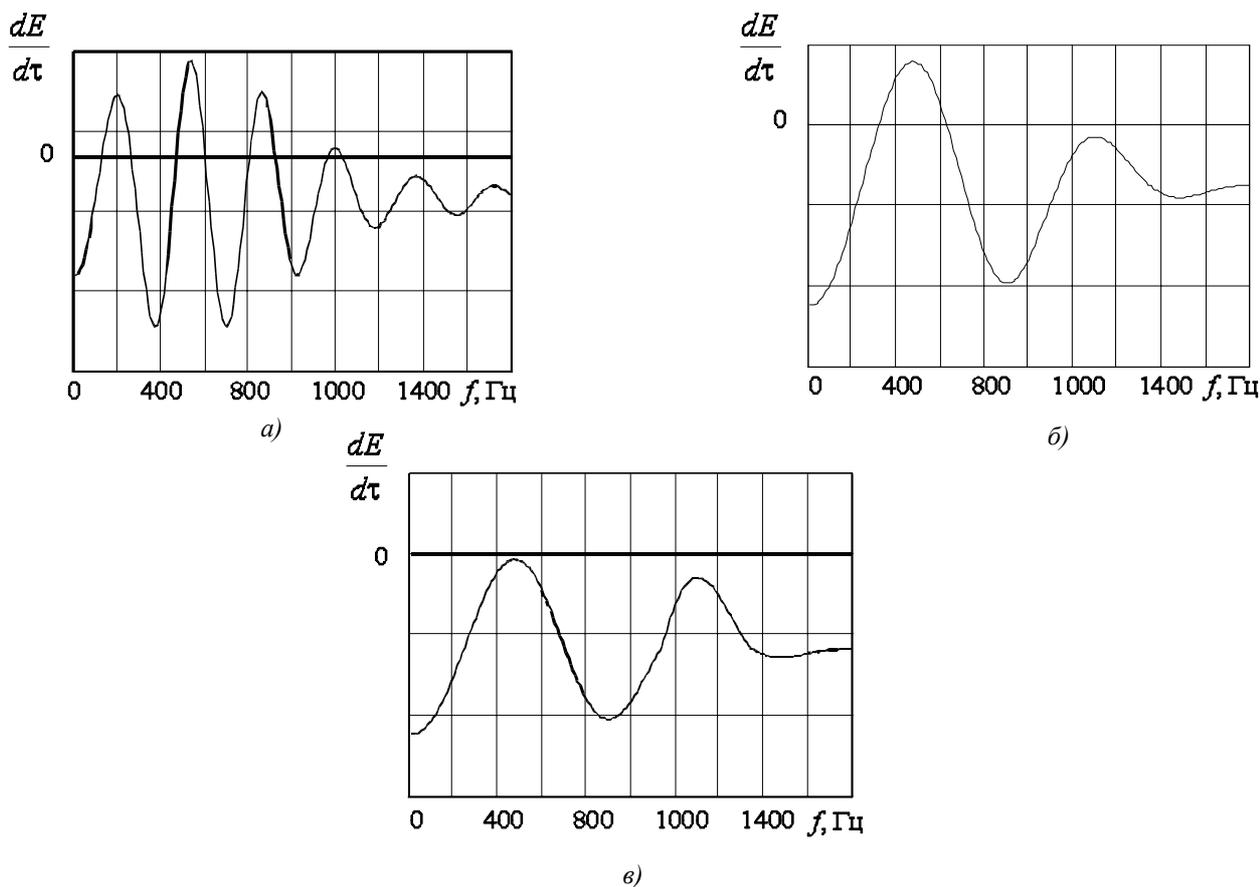


Рис. 5. Влияние подбора геометрических размеров смесителя горелочного устройства на производную колебательной энергии по времени:
 а) исходная конструкция; б) после выбора оптимального времени смещения;
 в) после выбора оптимальной длины горелочного устройства

да детерминированных пульсаций концентрации топлива уменьшается, что с учетом роста диссипации энергии при увеличении частоты колебаний позволяет объяснить низкочастотность колебаний давления в камере сгорания.

На основе построенной математической модели рассмотрим возможности обеспечения динамической устойчивости КС с предварительным смещением топлива на примере разработки модернизированной КС для газоперекачивающей установки ГТК-10И. Зависимость разности между генерацией и диссипацией колебательной энергии от частоты автоколебаний для исходной конструкции КС (рис. 5а) показывает, что существует ограниченный диапазон частот, при которых могут возбуждаться автоколебания, обусловленные пульсациями концентрации топлива. Первый этап оптимизации конструкции смесителя горелочного устройства заключался в выборе минимального време-

ни смещения, позволяющего обеспечить соблюдение нормативных ограничений на уровень эмиссии оксидов азота, что позволило сузить диапазон возбуждаемых частот автоколебаний (рис. 5б). В дальнейшем на основе выбора оптимальной геометрии системы подвода воздуха была подавлена вторая мода пульсаций давления (рис. 5в). Таким образом, в ходе проведенного исследования было установлено, что за счет оптимального выбора геометрических параметров смесителя горелочного устройства можно обеспечить устойчивость горелочного устройства к термоакустическим автоколебаниям, обусловленным пульсациями концентрации топлива.

Полученные результаты позволили разработать горелочные устройства для длин жаровых труб: $L_{\text{КС}} = 0,9; 1,7; 2,3; 4,5$ м. Результаты измерений (рис. 6) показывают, что разработанные горелочные устройства имеют широкий диапазон устойчивой низкоэмиссионной работы (уровень пульсаций давления

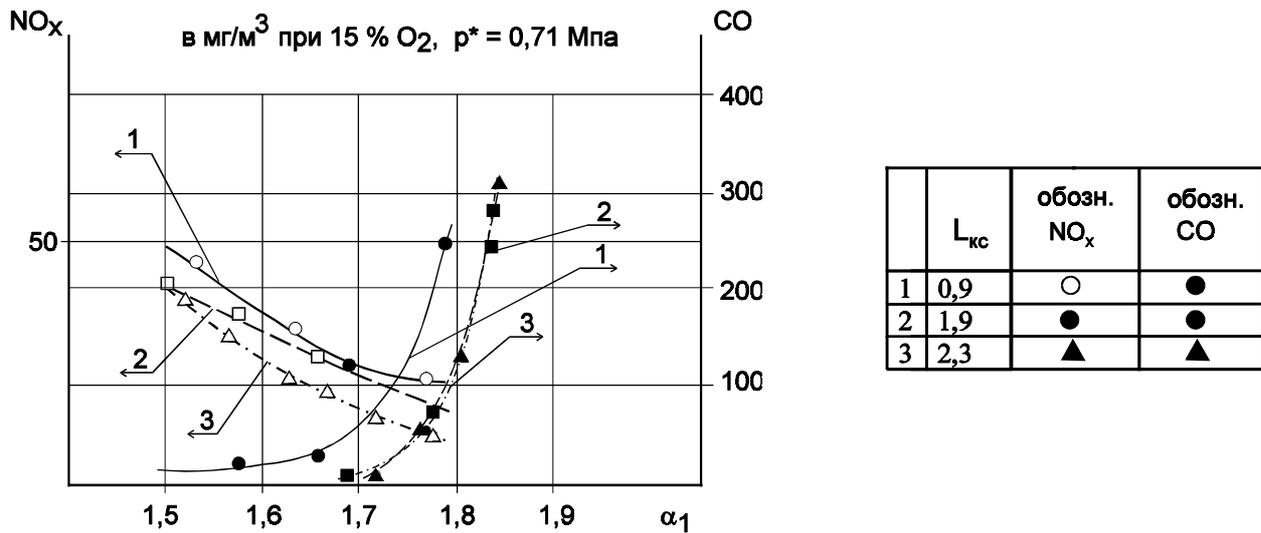


Рис. 6. Эмиссионные характеристики горелочных устройств для камер сгорания с различными длинами жаровых труб (L_{kc}), полученные для одnogорелочного отсека камеры сгорания при уровне пульсаций давления менее 0,5% от полного давления в камере сгорания

не более 0,5 %; выбросы вредных веществ ($C_{NO_x} \leq 50 \text{ мг/нм}^3$; $C_{CO} \leq 300 \text{ мг/нм}^3$) в следующем диапазоне режимных параметров: $P_{kc}^* = 0,5 \dots 0,7 \text{ МПа}$, $T_g^* = 523 \dots 723 \text{ К}$, $\alpha_1 = 1,5 \dots 1,8$, что доказывает применимость разработанной методики выбора геометрических размеров горелочных устройств. Этот вывод также подтверждается проведенными в Оренбурггазпроме натурными опытно-промышленными испытаниями модернизированной камеры сгорания газоперекачивающего агрегата ГТК-10И.

Список литературы

1. Кашапов Р. С., Максимов Д. А., Скиба Д. В., Куликов С. В., Баштаников М. Н. Исследование автоколебаний давления в ка-

мере сгорания с предварительным смешением топлива // Газотурбинные технологии №4(13). Рыбинск, 2001. С. 34-37.

2. Harper J., Johnson C., Neumeier Y., Lieuwen T., Zinn B. T. Experimental Investigations of the Nonlinear Flame Response to Flow Disturbances in a Gas Turbine Combustor // AIAA-01-0486 2001.

3. Антонов А. Н., Купцов В. М., Комаров В. В. Пульсации давления при струйных и отрывных течениях. М.: Машиностроение, 1990. - 271 с.

4. Федоренко Р. П. Введение в вычислительную физику. М.: Издательство МФТИ, 1994. - 528 с.

5. Раушенбах Б. В. Вибрационное горение. М.: Физматгиз, 1961. - 500 с.

DEVELOPING A DYNAMIC MODEL OF PREMIXED FUEL COMBUSTOR

© 2002 R. S. Kashapov, D. A. Maksimov, D. V. Skiba, S. V. Kulikov, M. N. Bashtannikov

Ufa State Aviation Technology University

The choice of optimal parameters of a burner mixer of a combustor with pre-prepared fuel-air mixture is considered. Requirements for providing the standard level of NO_x emission and for pressure pulsation amplitude in the combustor on the basis of the elaborated dynamic model of the operating process in a combustor of this type are taken into consideration. The use of this approach to design a low-emission combustor of the gas-pumping unit ГТК-10И (Flame 3) is discussed.