

УДК 621.45.022.5

С. А. БОРЗОВ

ГП ЗМКБ «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина

СПЕКТРАЛЬНО-КОРРЕЛЯЦИОННЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ УЗЛА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Процесс горения углеводородных топлив связан с процессами смесеобразования, вихреобразования и собственно горением. При работе камеры сгорания вследствие многообразия протекающих в ней процессов могут возникать различные виды прямых и обратных связей между ее параметрами. Одной из значимых, для возникновения пульсационных процессов в камере сгорания, является связь между скоростью тепловыделения и расходом топлива. Такая устойчивая обратная связь может стать источником автоколебательных процессов, что может вызвать такие нежелательные процессы как вибрационное горение. Рассматриваемая в работе методика исследования частотной модели сигнала турбулентного горения позволяет оценить эффективность работы узла камеры сгорания с новых позиций. Обнаружение в работе обратных связей позволит предпринять меры для их нейтрализации. Обеспечение оптимального уровня пульсационных характеристик камеры сгорания позволяет значительно повысить ресурс ее деталей и сборочных единиц.

Ключевые слова: камера сгорания, вибрационное горение, турбулентное горение.

Введение. Постановка задачи

Многочисленные теоретические и экспериментальные исследования [1 – 3] доказывают, что наиболее эффективным, с точки зрения энергетической эффективности сгорания топлива, является режим турбулентного горения. Однако процесс турбулентного горения всегда сопровождается значительными пульсациями параметров потока вследствие того, что при турбулентности появляются колебания давления. Система становится колебательно неустойчивой по отношению к малым возмущениям. Амплитуды той гармоникой, которая стала неустойчивой, начинают быстро возрастать и она вскоре становится доминирующей.

В реальных спектрах турбулентности представлено очень большое число колебаний, длины волн которых, сильно варьируются. Крупномасштабные колебания рабочего тела определяют энергию турбулентности, а мелкомасштабные – ее диссипацию [4]. Крупномасштабные колебания скорости практически не зависят от вязкости, так как числа Рейнольдса для них очень велики. Однако такие колебания неустойчивы, в результате чего образуются колебания с меньшим пространственным масштабом и меньшим числом Рейнольдса.

В настоящее время не теряет своей актуальности проблема достоверного обнаружения опасных пульсаций давления в узле камер сгорания газотур-

бинных двигателей как таковых, с четкой фиксацией времени и условий их возникновения. Так же вызывает интерес величины амплитуд колебаний рабочего тела.

Для идентификации применяется метод непосредственного измерения величины пульсаций рабочего тела приемниками давления с последующим вычислением декремента их затухания. В данной ситуации декремент затухания показывает, во сколько раз уменьшается амплитуда колебаний за время одного периода. Такая методика обеспечивает необходимую достоверность полученных результатов, но не дает адекватного представления о параметрах процессов выделения энергии в узле камеры сгорания и о расположении в жаровой трубе областей, которые генерируют наибольшую энергию. Следует отметить, что датчики фиксации давления на узле камеры сгорания типа МИДА (датчик избыточного давления микроэлектронный) и ДДИ (датчик давления искробезопасный) фиксируют низкочастотные колебания (до 1 кГц), что делает недоступным для анализа процессы в высокочастотных областях. Современные датчики типа Kulite имеют возможность мониторинга диапазона частот 20-30 кГц, но они дороги и часто выходят из строя при воздействии на них мгновенных пиковых нагрузок и высоких температур, которые могут возникать при установке их на корпуса камер сгорания.

Известно, что величина энергии, генерируемая колебаниями, пропорциональна квадрату амплитуды и частоты этих колебаний. При наличии колеба-

ний в диапазоне до 20-30 кГц возможны значительные выделения энергии, которые оказывают негативное влияние на ресурс и параметры двигателя.

Вследствие создания новой аппаратной базы и развития научного прогресса в расчетных методиках можно получить более подробную и достоверную информацию о пульсационных процессах в камерах сгорания при снижении материальных затрат на выполнение экспериментов и опытов.

Нами предлагается к обсуждению результаты работы по применению спектрально-корреляционной методики оценки количественного и качественного распределения энергии в полости жаровой трубы. В основе методики лежит спектральный анализ сигналов вибрационных датчиков, который позволяет определять параметры пульсаций давлений в диапазоне рабочих частот до 30 кГц.

Научно-техническая задача разработки и исследования математических моделей двигателя, чувствительных к параметрам режима турбулентного горения, с учётом границ перехода в режим вибрационного горения, актуальна как с теоретической точки зрения, так и с прикладной, в части разработки опережающего научно-технического задела создания перспективных ГТД.

1. Основная часть

В статье представлены результаты испытаний малоразмерного ГТД в серийном конструктивном профиле. К времени проведения работ на двигателе методика уже в целом была сформирована, и было интересно исследовать стабильность ее применения для различных типоразмеров двигателей.

Стендовые испытания проведены на двигателе тягой до 500 л.с (базовый двигатель АИ-450). Двигатель состоит из следующих узлов: центробежный компрессор, петлевая камера сгорания, турбина компрессора, свободная турбина и редуктор. На корпус камеры сгорания вместо одного из винтов крепления фланца отбора воздуха для противопожарного датчика ДОЛ-32 был установлен переходник с пьезоэлектрическим датчиком вибрации АВС-117-2 (верхняя полуплоскость узла камеры сгорания). Второй переходник с датчиком был установлен вместо винта крепления топливной форсунки – место подвода рабочего топлива в топливный коллектор (нижняя полуплоскость узла камеры сгорания). Внешний вид препарированного двигателя представлен на рисунках 1 и 2.

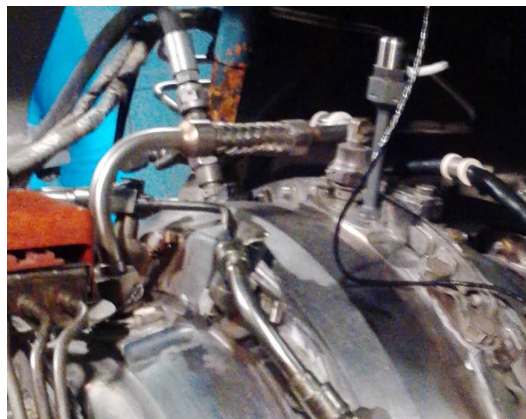


Рис. 1. Расположение вибрационного датчика №1 в верхней полуплоскости узла камеры сгорания

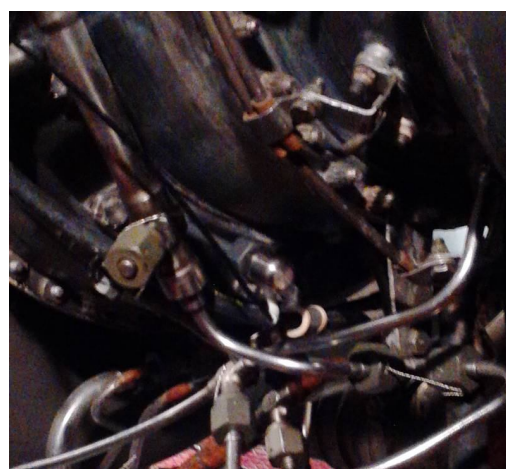


Рис. 2. Размещение вибрационного датчика №2 в нижней полуплоскости

Часть испытательного цикла двигателя представлена на рисунке 3.

2. Обсуждение результатов экспериментальных исследований

На графике испытательного цикла ось ординат представляет собой частоту колебаний роторов турбины компрессора и свободной турбины, размерность герцы, ось абсцисс - это время работы двигателя в секундах. Для анализа нами выделен момент времени в районе ~310 секунды. Этот момент времени интересен тем, что в нем происходит переход с одного стационарного режима работы на другой – более высокой мощности. На рисунках 6-14 эквивалентная 310 секунде область начинается с ~ 20 секунды.

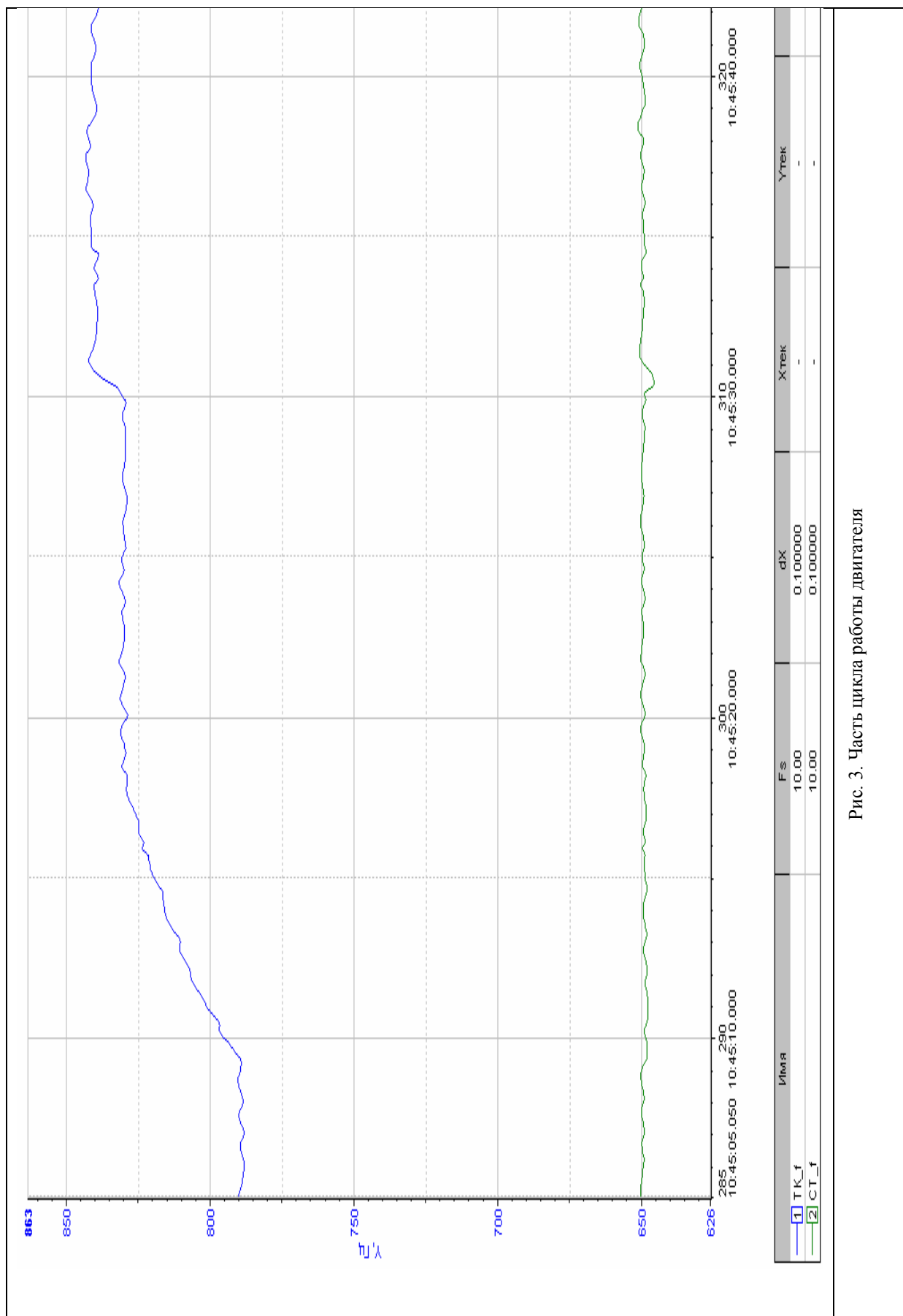


Рис. 3. Часть цикла работы двигателя

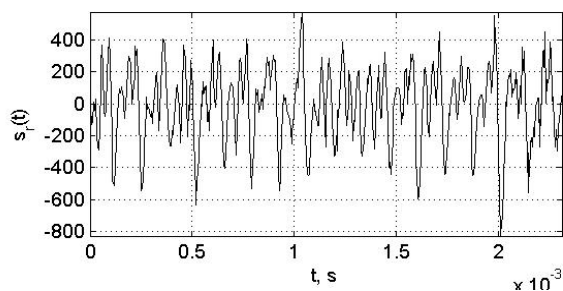


Рис. 4. Вид сигнала верхнего датчика

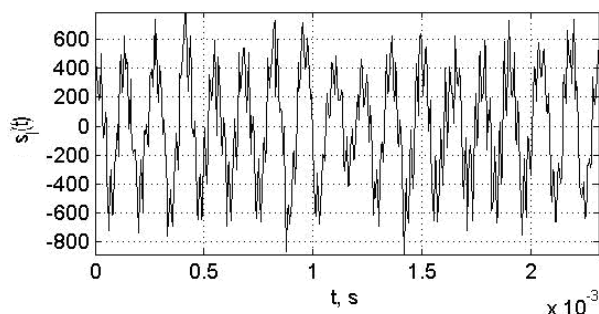


Рис. 5. Вид сигнала нижнего датчика

Для оценки работы камеры сгорания нами применен аппарат математической статистики. Рассчитаны центральные моменты распределения, показатели их формы, а так же значимые статистические параметры случайных величин - математическое ожидание, дисперсия, коэффициент асимметрии и показатель эксцесса сигналов. Их расчетные формулы приведены ниже:

$$M[X] = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n x_i,$$

где x_i – значение сигнала в момент времени i ;

$$D[X] = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - M[X])^2$$

$$As[X] = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - M[X])^3$$

$$Ex[X] = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - M[X])^4$$

Можно отметить, что показания верхнего и нижнего датчика имеют определенные отличия.

Величина математического ожидания, согласно данных верхнего датчика показывает определенную стабильность значений на уровне 150 – 170 условных единиц (рис. 6).

Можно также отметить, что значения имеют тенденцию к снижению своей величины. С 200 единиц до стабилизации на уровне 150-170 единиц. Нижний датчик показывает другую тенденцию.

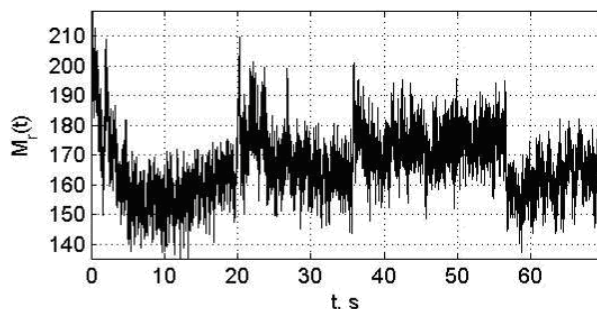


Рис. 6. График значений математического ожидания верхнего датчика

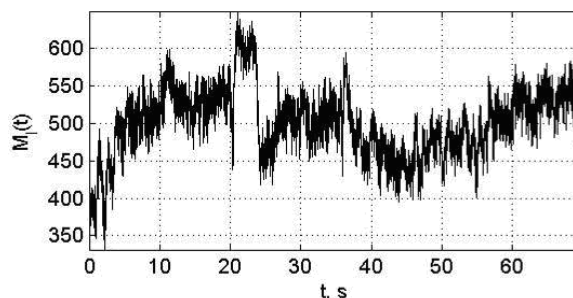


Рис. 7. Графики значений математического ожидания нижнего датчика

За время анализа значения математического ожидания увеличиваются с 400 до 550 единиц. Помимо этого можно заметить, что сам уровень показаний нижнего датчика ~ 3 раза больше уровня показаний верхнего датчика. После 23 секунды это соотношение остается практически без изменения 2,5...2,8 раза. Также следует отметить различный характер графиков. Если верхний датчик практически не отреагировал на изменение режима работы с 20 по 22,5 секунды, то нижний датчик напротив, показал незамедлительную реакцию. Она проявилась в пиковых забросах значений до 625 единиц. В течение 2,5 секунд уменьшилась до 425 единиц. Отношение 625/425 равно 1,47. По данным верхнего датчика 200/150 отношение равно 1,33.

Показания параметра дисперсии $D[X]$ имеют аналогичные тенденции и пропорции.

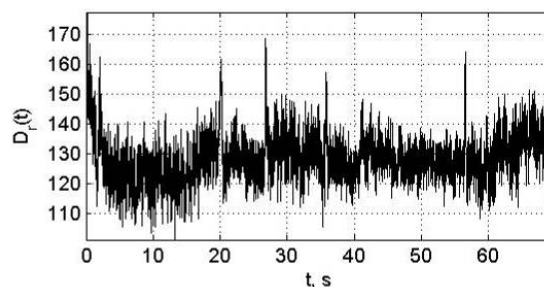


Рис. 8. Графики значений дисперсии верхнего датчика

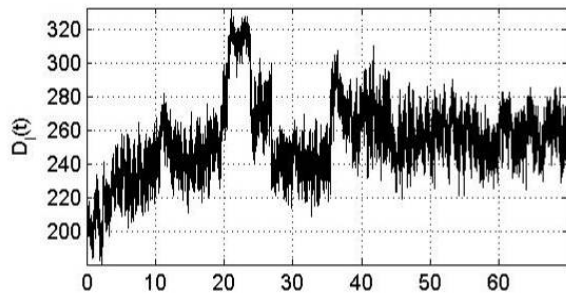


Рис. 9. График значений дисперсии нижнего датчика

Далее нами были посчитаны третий и четвертый центральные моменты – коэффициент асимметрии $As[X]$ и показатель эксцесса $Es[X]$ (рис. 10 - 13).

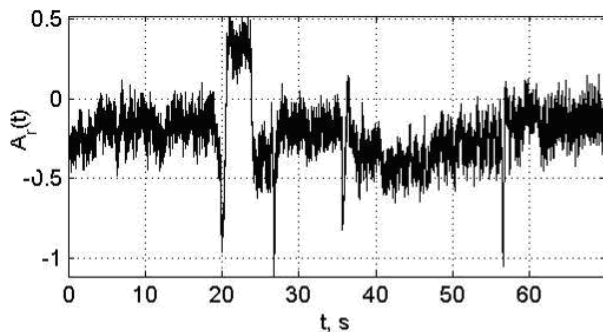


Рис. 10. График значений коэффициента асимметрии верхнего датчика

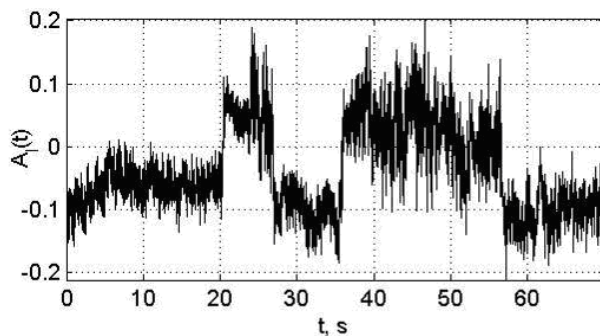


Рис. 11. График значений коэффициента асимметрии нижнего датчика

Поскольку коэффициент асимметрии позволяет установить симметричность распределения случайной величины относительно $M[X]=1$, то можно отметить, что коэффициент асимметрии верхнего датчика свидетельствует об устойчивом смещении вершины графика распределения вправо от оси симметрии, кроме момента времени с 20 по 30 секунду пока происходит установление режима работы. Показания нижнего датчика свидетельствуют о других условиях работы камеры сгорания. Коэффициент асимметрии изменяется волнообразно и перемеща-

ется то влево, то вправо от оси симметрии графика нормального распределения.

Поскольку при нормальном законе распределения показатель эксцесса принимает значение равное трем, то показания верхнего датчика стабильно свидетельствует о наличии нормального закона распределения. Только лишь с 20 по 22,5 секунду присутствует его незначительное отклонение величины $\sim 2,6$. Данные полученные с нижнего датчика имеют совершенно другую тенденцию. О нормальном законе распределения говорить уже не приходится и к тому же наблюдается определенная гармоническая составляющая, что может отображать изменение таких параметров двигателя как расход топлива в двигателе.

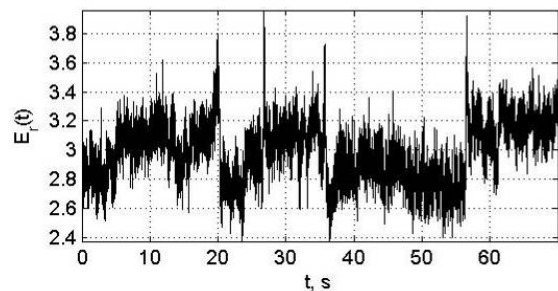


Рис. 12. График значений показателя эксцесса верхнего датчика

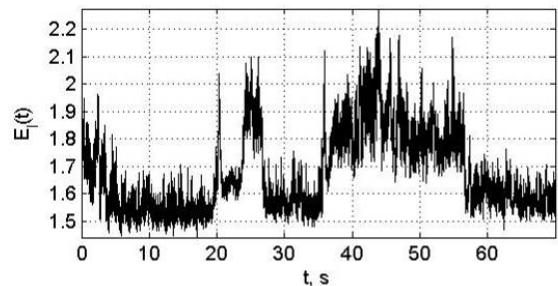


Рис. 13. График значений показателя эксцесса нижнего датчика

Также был рассчитан коэффициент корреляции между сигналами датчиков. Результат расчета представлен на рис. 14.

$$r_{XY} = \frac{\text{cov}_{XY}}{\sigma_X \cdot \sigma_Y}$$

Значение коэффициента корреляции $-0,6$ свидетельствует о значительной доле противофазности в работе верхней и нижней полуплоскостей жаровой трубы.

За промежуток времени 2,5 секунды изменение коэффициента корреляции составило значение от $+0,2$ до $-0,4$. Мы предлагаем объяснить данный феномен как противофазную работу форсунок при распылении топлива верхней и нижней полуплоско-

стями камеры сгорания. До сегодняшнего дня в исследованных автором открытых источниках отсутствует подобный анализ фаз работы рабочих форсунок (в окружном направлении) при работе узла камеры сгорания с помощью вибрационных датчиков. Можно сказать, что устойчивое мнение о согласованности фаз выделения энергии в объеме жаровой трубы не сформировано окончательно.

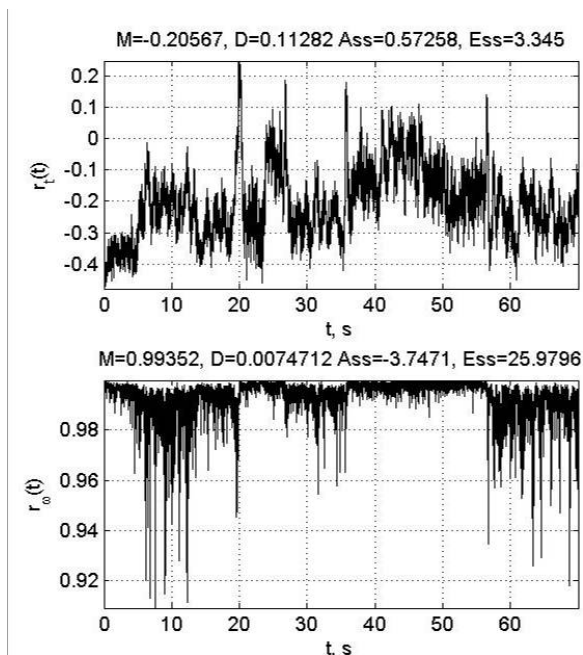


Рис. 14. Значение коэффициента корреляции по времени и частоте между двух датчиков

В целом же на установившихся режимах работы значение коэффициента корреляции тяготеет к нулю, что свидетельствует об отсутствии вынужденных колебаний давления в полости жаровой трубы.

Коэффициент корреляции по частоте r_{ω} близок к единице что, по нашему мнению свидетельствует об эффективной работе в частотном диапазоне.

Также был проведен спектральный анализ и выполнен расчет спектральной плотности мощности (СПМ) сигнала $u'(t)$ датчиков вибраций в широкой полосе частот (рис. 15, 16) [5]. В соответствии с теоремой Винера-Хинчина [7] плотность мощности определялась как преобразование Фурье от автокорреляционной функции

$$R_{ss}(t, \tau) = \int_0^{T_a} [s(t, \tau), s(t, \tau)] d\tau, \tau \in (T_a)$$

сигнала на оконном интервале анализа T_a .

Где T_a – временной интервал окна анализа, величина которого определяется постоянной времени τ_g процесса горения топлива в камере сгорания. Отношение

$$\frac{T_a}{\tau_g} \gg 1$$

– целое число, которое в совокупности с несущими частотами сигналов, определяет базу помехоустойчивости метода в соответствии с теорией шумоподобных сигналов [8].

Анализ функции СПМ показывает значительные различия в данных, зафиксированных верхним и нижним датчиком. Несмотря на то, что явно видны три значения частот, на которых произошло увеличение амплитуды колебаний ~ 10 кГц, ~ 15 кГц и ~ 20 кГц величина амплитуды не превышает 5000 условных единиц. Одновременно с этим нижний датчик показал величину 80000 условных единиц, что свидетельствует о кардинальном различии в выделении энергии в верхней и нижней полуплоскости жаровой трубы.

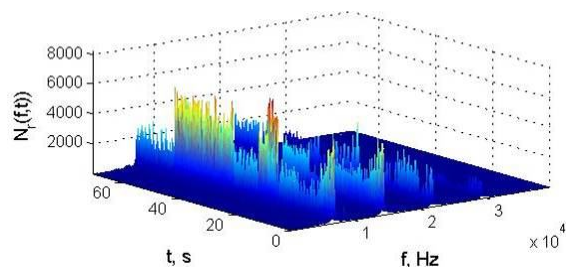


Рис. 15. Функция СПМ сигнала верхнего датчика вибраций

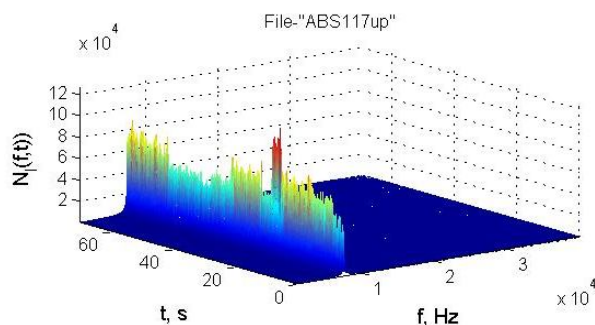


Рис. 16. Функция СПМ сигнала нижнего датчика вибраций

Выводы

Анализ результатов экспериментальных исследований позволяет сделать следующие выводы:

- предложенная и апробированная методика предлагает новые параметры, характеризующие качество работы узла камеры сгорания, как на установившихся, так и на переменных режимах работы. Полученные результаты хорошо согласовываются с современной теорией горения;

- позволяет анализировать эффективность алгоритмов, реализованных в системе автоматического управления двигателем;
- применение методики не требует наличия специальных стендов (материальную часть) и лицензионных программных продуктов, что позволяет снизить затраты на сертификацию и последующую эксплуатацию двигателей.

Литература

1. Раушенбах, Б. В. Вибрационное горение [Текст] / Б. В. Раушенбах. – М. : Гос. изд-во физ. мат. лит., 1961. – 500 с.
2. Лефевр, А. Процессы в камерах ГТД. [Текст] : пер с англ. / А. Лефевр. – М. : Мир, 1986. – 566 с.
3. Пчелкин, Ю. М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей [Текст] / Ю. М. Пчелкин. – М. : Машиностроение, 1984. – 280 с.
4. Кузнецов, В. Р. Турбулентность и горение [Текст] / В. Р. Кузнецов, В. А. Сабельников. – М. : Наука, 1986. – 288 с.
5. Кравченко, И. Ф. Исследование влияния пульсаций давления в камере сгорания на устойчивость работы ГТД [Текст] / И. Ф. Кравченко, В. Н. Журавлёв, С. А. Борзов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 8 (105). – С. 136-141.
6. Журавлёв, В. Н. Методическая и информационная адекватность гармонических методов анализа и идентификации речевых сигналов [Текст] / В. Н. Журавлёв, В. С. Кабак // Системні технології : зб. наук. праць Дніпропетровського Державного ун-ту. – Дніпропетровськ, 2009. – № 2(61). – С. 70-78.
7. Сергиенко, А. Б. Цифровая обработка сигналов [Текст] / А. Б. Сергиенко. – СПб. : Питер, 2003. – 608 с.
8. Урядников Ю. Ф. Сверхширокополосная связь [Текст] / Ю. Ф. Урядников, Ю. Ф. Аджемов. – М. : СОЛОН-Пресс, 2005. – 368 с.

Поступила в редакцию 1.06.2014, рассмотрена на редколлегии 22.06.2015

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. конструкции авиационных двигателей С. В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт».

СПЕКТРАЛЬНО-КОРЕЛЯЦІЙНИЙ МЕТОД ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ВУЗЛА КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

С. А. Борзов

Процес горіння вуглеводневих палив пов'язаний із процесами сумішоутворення, вихреутворення й властиво горінням. При роботі камери згорання внаслідок різноманіття процесів, що протікають у ній, можуть виникати різні види прямих і зворотних зв'язків. Однієї зі значимих, для виникнення пульсаційних процесів у камері згорання, є зв'язок між швидкістю тепловиділення й витратою палива. Такий стійкий зворотний зв'язок може стати джерелом автоколивальних процесів, що може викликати такі небажані процеси як вібраційне горіння. Розглянута в роботі методика дослідження частотної моделі сигналу турбулентного горіння дозволяє оцінити ефективність роботи вузла камери згорання з нових позицій. Виявлення в роботі зворотних зв'язків дозволить ужити заходів для їхньої нейтралізації. Забезпечення оптимального рівня пульсаційних характеристик камери згорання дозволяє значно підвищити ресурс її деталей і складальних одиниць.

Ключові слова: камера згорання, вібраційне згорання, турбулентне горіння.

SPECTRAL-CORRELATION METHOD ESTIMATION OF EFFECTIVE WORK THE COMBUSTION CHAMBER OF GAS TURBINE ENGINE

S. A. Borzov

Combustion action of hydrocarbon fuel consists of some kind of processes - mixing, eddy generation and combustion proper. While combustion chamber operation owing to variety of processes that occur within the different kind of direct coupling and feedbacks can occurs. One of the significant factors that can induce flow pulsation is a feedback between heat release rate and fuel rate. If the kind of feedback became stable the one can be a source of self-excited oscillation. Selected in the paper methodic investigation of frequency model signal of turbulent combustion allowed to estimate the combustion chamber work effectiveness from the new sight. Revealing feedback in the combustion chamber works make it possible to negative the effect. Ensuring optimum level of flow pulsation of combustion chamber make possible significant improving life time for its parts and assembly units.

Key words: combustion chamber, self-excited oscillation, turbulent flame

Борзов Сергей Анатольевич – ведущий конструктор отдела камер сгорания, руководитель группы жаровых труб ГП ЗМКБ «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина, e-mail: kpr345@i.ua.