

Научная статья
УДК 621.45.022
DOI: 10.34759/vst-2022-2-135-143

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ АКУСТИЧЕСКОГО ЗОНДА ВОЛНОВОДНОГО ТИПА ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЙ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Данила Валерьевич Радин¹ ✉, Георгий Михайлович Макарьянц², Николай Дмитриевич Быстров³,
Дмитрий Сергеевич Тарасов⁴, Николай Иванович Фокин⁵, Александр Александрович Ивановский⁶,
Сергей Сергеевич Матвеев⁷, Никита Игоревич Гураков⁸

^{1,2,3,7,8}Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева
(Самарский университет),

Самара, Россия

^{4,5,6}Компания «Силовые машины – ЗТЛ, ЛМЗ, Электросила, Энергомашэкспорт»

(Компания «Силовые машины»),

Санкт-Петербург, Россия

¹radin.danila.v@gmail.com ✉

²georgy.makaryants@gmail.com

³bystrof-nd@yandex.ru

⁴Tarasov_DS@power-m.ru

⁵Fokin_NI@nordenergogroup.com

⁶Ivanovskiy_AA@nordenergogroup.com

⁷matveev@ssau.ru

⁸nikgurakov@gmail.com

Аннотация. Разработана математическая модель акустического зонда волноводного типа с корректирующим элементом в виде согласующего трубопровода. Данная модель в отличие от существующих позволяет рассчитывать частотные характеристики зонда при произвольном распределении температуры по его длине. Благодаря этому модель позволяет рассчитывать частотные характеристики зонда, работающего в составе камеры сгорания газотурбинного двигателя. Волновод и согласующий трубопровод были представлены в виде участков одинаковой длины, в пределах каждого из которых температура принималась постоянной. Результаты, полученные с помощью разработанной математической модели, сравнивались с экспериментальными данными, полученными при повышенном давлении. Сравнение расчётных и экспериментальных данных показало их хорошую сходимость.

Ключевые слова: измерение пульсаций давления, акустический зонд, частотные характеристики, температурно-неоднородный канал

Для цитирования: Радин Д.В., Макарьянц Г.М., Быстров Н.Д., Тарасов Д.С., Фокин Н.И., Ивановский А.А., Матвеев С.С., Гураков Н.И. Разработка математической модели акустического зонда волноводного типа для измерений пульсаций давления в камере сгорания газотурбинного двигателя // Вестник Московского авиационного института. 2022. Т. 29. № 2. С. 135-143. DOI: 10.34759/vst-2022-2-135-143

© Радин Д.В., Макарьянц Г.М., Быстров Н.Д., Тарасов Д.С., Фокин Н.И., Ивановский А.А., Матвеев С.С., Гураков Н.И., 2022

Original article

DEVELOPING MATHEMATICAL MODEL OF A WAVEGUIDE TYPE ACOUSTIC PROBE FOR PRESSURE RIPPLES MEASURING IN THE GAS TURBINE ENGINE COMBUSTION CHAMBER

Danila V. Radin¹ ✉, Georgii M. Makaryants², Nikolai D. Bystrov³, Dmitrii S. Tarasov⁴,
Nikolai I. Fokin⁵, Aleksandr A. Ivanovskii⁶, Sergei S. Matveev⁷, Nikita I. Gurakov⁸

^{1,2,3,7,8} Samara National Research University (Samara University),
Samara, Russia

^{4,5,6} Company “Power machines – ZTL, LMZ, Electrosila, Energomachexport”
(Company “Power machines”),
St. Petersburg, Russia

¹radin.danila.v@gmail.com ✉

²georgy.makaryants@gmail.com

³bystrof-nd@yandex.ru

⁴Tarasov_DS@power-m.ru

⁵Fokin_NI@nordenergogroup.com

⁶Ivanovskiy_AA@nordenergogroup.com

⁷matveev@ssau.ru

⁸nikgurakov@gmail.com

Abstract

Development of low-emission combustion chambers for modern and advanced gas turbine engines at this date is impossible without experimental determining of their pulsation state. At the same time, ripples measuring with existing sensors at typical temperature conditions common to modern combustion chambers represents a rather huge problem. An alternative approach to this problem consists in the waveguide-type acoustic probe application, which allows removing the said sensor from the high-temperature area. The presence of a pneumatic information transmission channel places high demands on the probe frequency characteristics determining accuracy. The main feature of the probe operation as part of the combustion chamber is the temperature inhomogeneity along its length. However, the effect of the temperature distribution along the probe length on its frequency characteristics has not been fully studied by now. Thus, the main goal of this research consists in developing a mathematical model for frequency characteristics computing of the acoustic probe at the arbitrary temperature distribution along its length. The impedance method was applied when developing its mathematical model. It is assumed that the chamber represents an ideal source of pressure fluctuations, i.e. pressure ripples in the combustion chamber do not depend on the probe acoustic characteristics. The acoustic probe computational domain consists of four elements, such as waveguide, matching pipeline, sensor cavity, and adapter channel. Frequency characteristics of the sensor cavity and adapter channel, which form the Helmholtz resonator, are being computed with lumped-parameter models. This article herewith does not consider the effect of the cavity shape and the sensor impedance on the Helmholtz resonator dynamic characteristics. The waveguide and the matching pipeline are being computed with distributed-parameter models and presented as sections of the same length, within either of which the temperature is assumed constant. The temperature values for each section are being determined by interpolating the temperature distribution law along the length of the probe, which, in its turn, may be obtained by computing or experiment. Each individual section is being presented in the form of a passive quadripole. The wave process propagation constants and wave impedances for each section are being computed depending on the frequency either by applying a low-frequency model or a high-frequency one. The results obtained with the developed mathematical model were compared with the experimental data obtained at the elevated pressure. Comparison of computational and experimental data demonstrated their good convergence.

Keywords: pressure ripples measuring, acoustic probe, frequency characteristics, temperature-non-uniform channel

For citation: Radin D.V., Makaryants G.M., Bystrov N.D., Tarasov D.S., Fokin N.I., Ivanovskii A.A., Matveev S.S., Gurakov N.I. Developing Mathematical Model of a Waveguide Type Acoustic Probe for Pressure Ripples Measuring in the Gas Turbine Engine Combustion Chamber. *Aerospace MAI Journal*, 2022, vol. 29, no. 2, pp. 135-143. DOI: 10.34759/vst-2022-2-135-143

Введение

Важной проблемой в газотурбинной технике является необходимость значительного повышение её экологичности, надёжности и энергоэффективности. Достижение требуемых характеристик перспективных газотурбинных двигателей связано с увеличением эффективности термодинамического цикла при одновременном совершенствовании принципов организации рабочего процесса в камере сгорания и применении альтернативных видов топлива [1, 2].

Одним из ключевых направлений совершенствования рабочего процесса в камерах сгорания является реализация «ультрабедного» горения предварительно подготовленных топливно-воздушных смесей [3]. Основной нерешённой проблемой при создании малоэмиссионных камер сгорания, реализующих данную концепцию, является неустойчивость их работы [4]. Возникающие вследствие неустойчивости высокоамплитудные пульсации давления и скорости в камере сгорания приводят к колебаниям тяги двигателя, срыву или проскоку пламени, а также к повышенной вибрационной нагрузке на конструкцию камеры сгорания. Вибрации конструкции, в свою очередь, приводят к повышенному теплообмену и термическим напряжениям стенок жаровой трубы, повышенной газовой эрозии лопаток турбины, мало- и многоциклового усталости конструктивных элементов, а также к снижению точности систем управления [5, 6].

Несмотря на то что за последние полвека проведено огромное количество исследований, посвящённых данной проблеме, на данный момент разработка малоэмиссионных камер сгорания невозможна без экспериментального определения их пульсационного состояния [6]. Сложность проблемы многократно возрастает, когда речь заходит об «ультрабедном» сжигании альтернативных видов топлива.

Пульсации давления в кольцевом канале значительно отличаются от пульсаций внутри жаро-

вой трубы [7]. Для наиболее точного измерения пульсаций давления в камере сгорания чувствительный элемент датчика динамического давления должен быть установлен заподлицо с внутренней поверхностью стенки жаровой трубы [6]. Однако высокие значения температуры внутри жаровой трубы не позволяют размещать таким образом существующие датчики динамического давления без организации жидкостного охлаждения, которое значительно увеличивает стоимость и снижает надёжность измерительной системы [8]. Кроме того, зачастую конструкция камеры сгорания не позволяет разместить систему охлаждения в ограниченном пространстве кольцевого канала.

Альтернативным подходом к измерению пульсаций давления является применение специальных устройств – акустических зондов, позволяющих значительно повысить температуру измерения за счёт выноса датчика из зоны высоких температур. Акустические зонды можно условно разделить на два типа в зависимости от места расположения датчика [9].

В первом случае для регистрации пульсаций используется высокотемпературный датчик, который располагается как можно ближе к источнику пульсаций. Акустический зонд в этом случае предназначен для защиты чувствительного элемента датчика от нагрева вследствие теплового излучения и выноса датчика в кольцевой канал. Такой подход находит применение в наземных газотурбинных установках с более низкими, по сравнению с авиационными двигателями, параметрами цикла.

Во втором случае для регистрации пульсаций может быть использован низкотемпературный датчик динамического давления, расположенный за пределами высокотемпературной зоны. Передача акустического сигнала от камеры сгорания до датчика осуществляется с помощью специального канала – волновода, за счёт которого обес-

печивается требуемая температура рабочего тела в месте установки датчика. С целью устранения резонансных эффектов на выходе из волновода устанавливается корректирующий элемент. При измерениях пульсаций в условиях изменяющихся температуры и давления рабочей среды рекомендуется использовать корректирующий элемент в виде согласующего трубопровода. Именно такой тип акустического зонда нашел наибольшее распространения применительно к задаче измерения пульсаций в камерах сгорания [10, 11]. Схема акустического зонда такого типа приведена на рис. 1. Таким образом, применение акустического зонда волноводного типа с корректирующим элементом в виде согласующего трубопровода позволяет значительно увеличить температуру измерения пульсаций давления, а также снизить стоимость системы измерения за счёт использования низкотемпературного датчика.

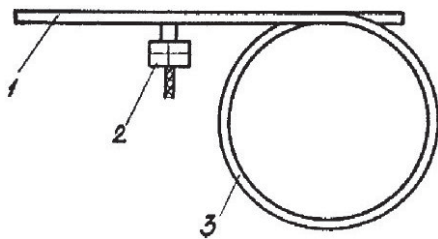


Рис. 1. Схема акустического зонда [13]: 1 — волновод; 2 — датчик давления; 3 — согласующий трубопровод

Однако наличие пневматического канала передачи информации приводит к значительному искажению акустического сигнала, регистрируемого датчиком динамического давления, и, следовательно, вынуждает предъявлять высокие требования к точности определения частотных характеристик зонда.

Влияние постоянной по длине температуры и среднего давления на частотные характеристики акустического зонда рассмотрено в работах [9, 12, 13]. Однако главной особенностью функционирования зонда в составе камеры сгорания является температурная неоднородность по его длине. В работах [14, 15] представлена программа расчёта, позволяющая определять частотные характеристики зондов с температурно-неоднородным волноводом. Однако в качестве закона распределения используется экспоненциальный закон, не характерный для конструкции зонда в составе газотурбинного двигателя. Кроме того, в данной программе невозможно задать закон распределения температуры по длине согласующего трубопровода. В работе [16] представлены ре-

зультаты расчёта частотных характеристик акустического зонда при различных градиентах температуры. Однако влияние закона распределения по длине зонда на его частотные характеристики исследовано не было. Таким образом, на данный момент влияние закона распределения температуры по длине зонда на его частотные характеристики изучено не до конца. Поэтому целью данного исследования является разработка математической модели для расчёта частотных характеристик акустического зонда при произвольном распределении температуры по его длине.

Методы и инструменты

При разработке математической модели частотных характеристик акустического зонда использовался импедансный метод, реализующий теорию динамических аналогий, согласно которой каждому элементу акустической системы ставится в соответствие её электрический аналог, характеризующийся импедансом [17, 18]. Зная входные импедансы всех элементов системы, можно определить комплексные амплитуды пульсаций давления и расхода рабочей среды в любой произвольной точке системы.

В связи с тем что объём акустического зонда на порядок меньше объёма жаровой трубы, возможно принять допущение, что камера сгорания представляет собой идеальный источник колебаний давления, т.е. пульсации давления в камере сгорания не зависят от акустических характеристик зонда.

Расчётная область акустического зонда состоит из четырех элементов: волновод и согласующий трубопровод, имеющие внутренний диаметр d_B и длины l_B и l_{CT} соответственно; полость датчика с объёмом V_n ; канал адаптера с длиной l_k и диаметром d_k . Расчётная область акустического зонда приведена на рис. 2.

В связи с тем что характерные размеры полости датчика и канала адаптера значительно меньше длины волны пульсаций исследуемого спектра частот, их динамические характери-

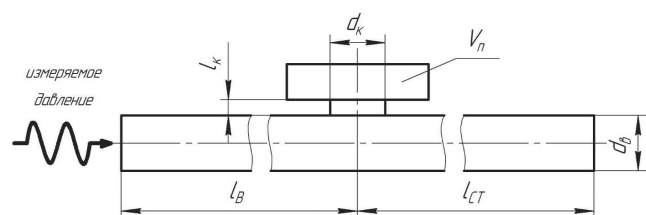


Рис. 2. Расчётная схема акустического зонда с корректирующим элементом в виде согласующего трубопровода

ки рассчитываются из условия сосредоточенности параметров.

Согласно теории электродинамических аналогий, акустическая ёмкость в акустической системе аналогична электрической ёмкости в электрических системах. Акустический импеданс акустической ёмкости определяется следующими выражением [17]:

$$Z_{\Pi} = -j \frac{\rho a^2}{\omega V_{\Pi}},$$

где V_{Π} – объём рабочей среды, заключённой в полости датчика; ρ – плотность рабочей среды; a – скорость распространения звука в рабочей среде, заполняющей полость; ω – круговая частота; $j^2 = -1$.

Канал адаптера вместе с полостью датчика образует резонатор Гельмгольца. Динамические характеристики канала адаптера описываются импедансом [6]:

$$Z_{\Gamma} = \frac{2\pi f^2}{c} + \frac{4}{S_{\kappa}} \left(\varepsilon + \frac{l_{\kappa}}{2r_{\kappa}} \right) \sqrt{\frac{\mu\pi f}{\rho}} + j \frac{2\pi f \rho l_{\text{эф}}}{S_{\kappa}},$$

где S_{κ} – площадь поперечного сечения канала адаптера; r_{κ} – радиус канала адаптера; $l_{\text{эф}}$ – эффективная длина горла, учитывающая наличие присоединённой массы; ε – безразмерный коэффициент сопротивления, зависящий от качества обработки внутренней поверхности горла и степени нелинейности колебательного процесса в горле.

Эффективная длина горла определяется по формуле:

$$l_{\text{эф}} = l_{\kappa} + l_{\text{пр}},$$

где $l_{\text{пр}}$ – присоединённая длина горла.

Присоединённая длина горла зависит от целого ряда факторов, таких, как конфигурация резонатора, геометрия горла и полости, расположение внутренней стенки относительно горла [19].

В данной работе не рассматривается влияние формы полости и импеданса чувствительного элемента датчика на динамические характеристики резонатора Гельмгольца.

Динамические характеристики волновода и согласующей нагрузки рассчитываются из условия распределённости параметров. Волновод и согласующий трубопровод были представлены в виде участков одинаковой длины, в пределах

каждого из которых температура принималась постоянной. Каждый отдельный участок представляется в форме пассивного четырёхполюсника. Динамические составляющие давления и объёмного расхода в начале и конце участка связаны между собой посредством матрицы передачи с коэффициентами A_i, B_i, C_i, D_i :

$$\begin{bmatrix} p_i \\ q_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_i & B_i \\ C_i & D_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{i+1} \\ q_{i+1} \end{bmatrix},$$

где p_i, p_{i+1} – динамические составляющие давления в начале и конце участка; q_i, q_{i+1} – динамические составляющие объёмного расхода в начале и конце участка. На стыке двух участков трубопровода одного диаметра пульсации давления и объёмного расхода равны.

Коэффициенты матрицы определяются по следующим выражениям:

$$A_i = \text{ch}\gamma_i l_i;$$

$$B_i = Z_{\text{в}i} \text{sh}\gamma_i l_i;$$

$$C_i = \frac{1}{Z_{\text{в}i}} \text{sh}\gamma_i l_i;$$

$$D_i = \text{ch}\gamma_i l_i,$$

где γ_i – постоянная распространения волнового процесса; l_i – длина участка; $Z_{\text{в}i}$ – волновое сопротивление участка.

Графическое изображение i -го участка трубопровода в форме пассивного четырёхполюсника приведено на рис. 3.

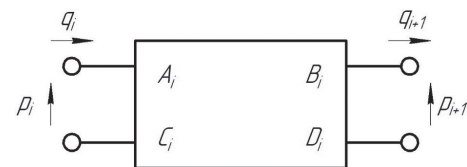


Рис. 3. Графическое изображение i -го участка трубопровода в форме пассивного четырёхполюсника

На основе электроакустической аналогии была разработана расчётная схема зонда, которая приведена на рис. 4.

Рассматривается акустический зонд с заглушкой на выходе, импеданс последнего сечения $Z_{\text{н}} = \infty$. Следовательно, динамическая составляющая объёмного расхода $q_{\text{н}} = 0$. Входной импеданс последнего участка зонда в таком случае определяется выражением

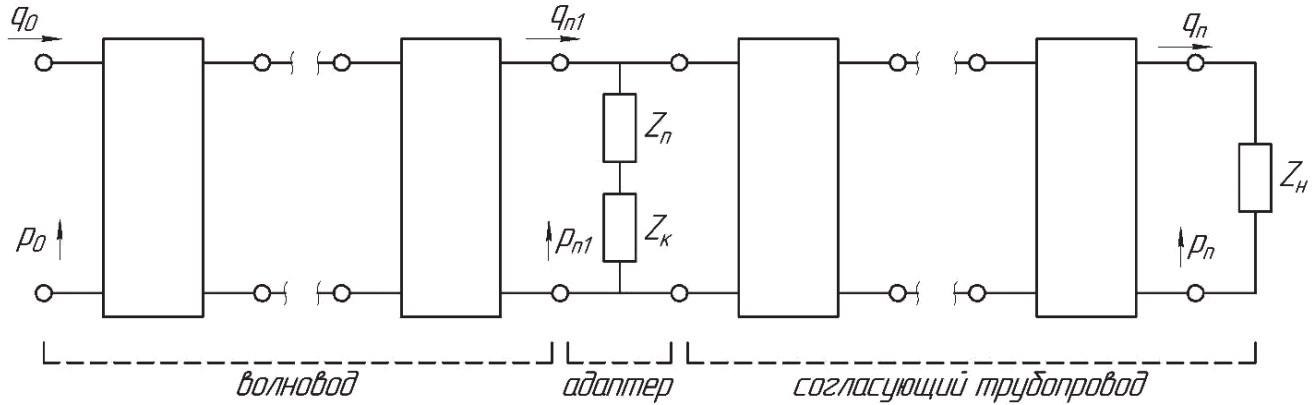


Рис. 4. Эквивалентная расчётная схема акустического зонда

$$Z_n = \frac{p_n}{q_n} = \frac{A_n p_{n+1}}{C_n p_{n+1}} = \frac{A_n}{C_n}.$$

$$Z_B = \frac{\rho a}{S} \sqrt{1 - j \frac{32\nu}{\omega d^2}}.$$

Амплитудная характеристика данного участка:

$$\frac{|p_{n+1}|}{|p_n|} = \frac{1}{|A_n|}.$$

Входные импедансы остальных участков:

$$Z_i = \frac{A_i Z_{i+1} + B_i}{C_i Z_{i+1} + D_i}.$$

Амплитудные характеристики остальных участков:

$$\frac{|p_{i+1}|}{|p_i|} = \frac{1}{\left| A_i + \frac{B_i}{Z_{i+1}} \right|}.$$

Характеристическая частота:

$$\omega_v = 8\pi\nu / S.$$

Граничная частота, разделяющая низкочастотную и высокочастотную модели, определяется выражением

$$\omega_{\text{гран}} = 4\omega_v.$$

Постоянная распространения волнового процесса и волновое сопротивление для низкочастотной модели:

$$\gamma = j \frac{\omega}{a} \sqrt{1 - j \frac{32\nu}{\omega d^2}};$$

Постоянная распространения волнового процесса и волновое сопротивление для высокочастотной модели:

$$\gamma = \frac{\omega}{a} \left[\left(\frac{1}{2} \sqrt{\frac{32\nu}{\omega d^2}} + j \right) \left(\frac{k-1}{2\sqrt{Pr}} \sqrt{\frac{32\nu}{\omega d^2}} + j \right) \right]^{\frac{1}{2}};$$

$$Z_B = \frac{\rho a}{S} \left[\left(\frac{1}{2} \sqrt{\frac{32\nu}{\omega d^2}} + j \right) / \left(\frac{k-1}{2\sqrt{Pr}} \sqrt{\frac{32\nu}{\omega d^2}} + j \right) \right]^{\frac{1}{2}}.$$

Определение амплитудной характеристики участка зонда от входа до сечения установки датчика для заданной частоты начинается с последнего участка и проводится в следующей последовательности.

1. Интерполяция закона распределения температуры.
2. Расчёт свойств рабочей среды.
3. Расчёт входных импедансов во всех сечениях согласующего трубопровода, начиная с последнего; расчёт амплитудных характеристик всех участков.
4. Расчёт импедансов полости датчика и канала адаптера; расчёт входного импеданса в сечении установки датчика.
5. Расчёт входных импедансов во всех сечениях волновода, начиная с последнего; определение амплитудных характеристик всех участков.
6. Расчёт амплитудной характеристики участка зонда от входа до сечения установки датчика последовательным умножением амплитудных характеристик отдельных участков.

Для получения амплитудно-частотной характеристики данный расчёт проводится для всего заданного частотного диапазона с заданным шагом по частоте.

Валидация разработанной математической модели

В связи с тем что в открытой печати не удалось найти результаты экспериментальных исследований частотных характеристик зондов при различных законах распределения температуры по длине, для подтверждения адекватности разработанной модели было проведено сравнение с экспериментальными данными при повышенном давлении, приведёнными в [20]. Параметры зонда: волновод с диаметром 6 мм и длиной 730 мм, корректирующий элемент – трубопровод диаметром 6 мм и длиной 20 м, заглушенный со свободного конца. Испытания проводились при давлении 13,5 кгс/см² и температуре 295 К. Результаты сравнения приведены на рис. 5.

Сравнение данных, полученных с помощью разработанной модели, с экспериментальными данными показало их хорошую сходимость. Количественные различия могут быть объяснены тем, что используемая модель резонатора Гельм-

гольца не учитывает влияния формы полости на частотные характеристики резонатора. Дальнейшие работы будут направлены на получение экспериментальных данных в составе камеры сгорания.

Выводы

В данной работе приведены результаты разработки математической модели для расчёта частотных характеристик акустического зонда при произвольном распределении температуры по его длине. В работе рассматривается зонд с корректирующим элементом в виде согласующего трубопровода. При разработке его математической модели был применён импедансный метод. Волновод и согласующий трубопровод были представлены в виде участков одинаковой длины, в пределах каждого из которых температура принималась постоянной. Результаты, полученные с помощью разработанной математической модели, сравнивались с экспериментальными данными, полученными при повышенном давлении. Сравнение расчётных и экспериментальных данных показало их хорошую сходимость.

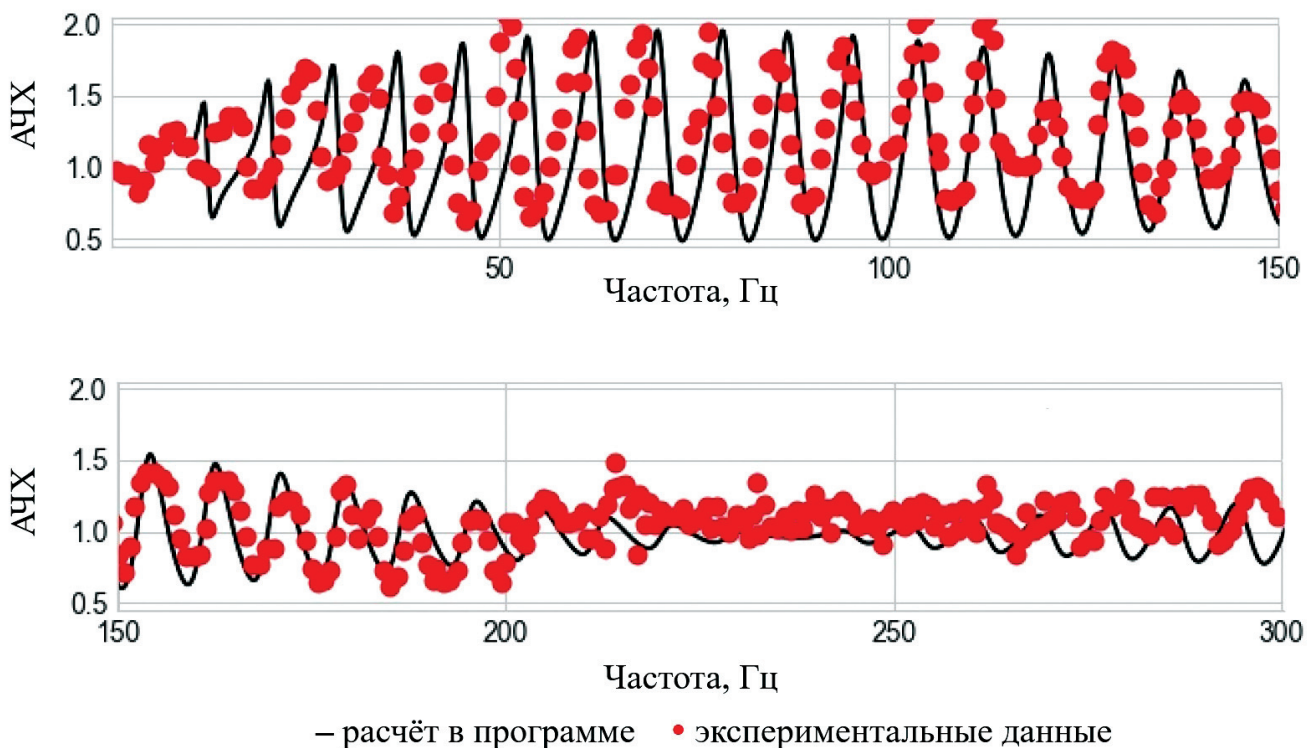


Рис. 5. Сравнение расчётных и экспериментальных данных

Список источников

1. *Гоза Д.А.* Разработка и исследование лабораторной модели термokatалитического двигателя малой тяги на экологически чистом монотопливе // Вестник Московского авиационного института. 2017. Т. 24. № 3. С. 34-42.
2. *Бирюк В.В., Лукачев С.В., Угланов Д.А.* и др. Газ в моторах. – Самара: Изд-во Самарского университета, 2021. – 296 с.
3. *Бакланов А.В.* Применение многоуровневого моделирования в процессе проектирования малоэмиссионных камер сгорания газотурбинных двигателей // Вестник Московского авиационного института. 2020. Т. 27. № 4. С. 159-172. DOI: 10.34759/vst-2020-4-159-172
4. *Зубрилин И.А., Диденко А.А., Дмитриев Д.Н., Гураков Н.И., Эрнандэс М.М.* Влияние процесса горения на структуру закрученного потока за горелочным устройством камеры сгорания газотурбинной установки // Вестник Московского авиационного института. 2019. Т. 26. № 3. С. 124-136.
5. *Бакланов А.В.* Экспериментальное исследование температурного состояния стенок жаровой трубы многофорсуночной камеры сгорания газотурбинного двигателя // Вестник Московского авиационного института. 2019. Т. 26. № 2. С. 116-125.
6. *Lieuwen T.C., Yang V.* Combustion Instabilities in Gas Turbine Engines: Operational Experience, Fundamental Mechanisms, and Modeling. - American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc., 2005. Vol. 210. – 729 p.
7. *Скиба Д.В., Максимов Д.А., Кашапов Р.С., Харисов Т.С.* Особенности контроля пульсаций давления в камерах сгорания наземных газотурбинных установок // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2021. Т. 20. № 4. С. 40-51. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-4-40-51
8. *Mersinligil M., Brouckaert J.-F., Desset J.* Unsteady Pressure Measurements With a Fast Response Cooled Probe in High Temperature Gas Turbine Environments // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2011. Vol. 133. No. 8. DOI: 10.1115/1.4002276
9. *Zinn H., Habermann M.* Developments and experiences with pulsation measurements for heavy-duty gas turbines // ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air (14–17 May 2007; Montreal, Canada). Paper No: GT2007-27475, pp. 639-648. DOI: 10.1115/GT2007-27475
10. *Boyle D.K., Henderson B.S., Hultgren L.S.* Transfer-Function Determination for Infinite-Tube-Probe Pressure Transducers with Application to Turbofan Core/Combuster Noise // 25th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (20–23 May 2019; Delft, The Netherlands). AIAA 2019-2588. DOI: 10.2514/6.2019-2588
11. *Wegner M., Nance D., Ahuja K.* Characterization of Short and Infinite-Line Pressure Probes for In-Duct Acoustic Measurements Under Hostile Environment // 13th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference / 28th AIAA Aeroacoustics Conference (21–23 May 2007; Rome, Italy). DOI: 10.2514/6.2007-3443
12. *Фурлетов В.И., Дубовицкий А.Н., Ханян Г.С.* Определение частотной характеристики измерительной системы «датчик колебаний давления – волновод» при повышенных параметрах газа // Развитие средств и методов испытаний авиационных двигателей: Сборник статей. Труды ЦИАМ № 1350. М.: Изд-во ЦИАМ, 2010. С. 241-249.
13. *Шорин В.П., Шахматов Е.В., Гимадиев А.Г.* и др. Акустические методы и средства измерения пульсаций давления. – Самара: Изд-во СГАУ, 2007. – 132 с.
14. *Гимадиев А.Г., Быстров Н.Д., Устинов А.В.* Разработка методики и программы расчёта неоднородных газовых измерительных цепей // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. С. П. Королёва. 2012. № 3-2(34). С. 263-268.
15. *Gimadiev A., Bystrov N., Stadnik D.* et al. Correcting frequency characteristics of pressure pulsations probes (review) // 24th International Congress on Sound and Vibration ICSV24 (23–27 July 2017; London). URL: <https://www.gimalai.com/sites/default/files/statii/zipdvt2017.pdf>
16. *Wyer N., Brouckaert J.F., Miorini R.L.* On the determination of the transfer function of infinite line pressure probes for turbomachinery applications // ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition (11–15 June 2012; Copenhagen, Denmark). Paper No. GT2012-69563, pp. 883-894. DOI: 10.1115/GT2012-69563
17. *Ольсон Г.Ф.* Динамические аналогии / Пер. с англ. Б.Л. Коробочкина; Под ред. М.А. Айзермана. – М.: Гос. изд-во иностранной литературы, 1947. – 224 с.
18. *Быстров Н.Д., Гимадиев А.Г., Головин А.Н.* и др. Формирование динамических свойств трубопроводных цепей / Под ред. В.П. Шорина. – Самара: Изд-во Самарского государственного университета, 2020. – 328 с.
19. *Аграфонова А.А., Комкин А.И.* Анализ факторов, определяющих собственную частоту резонатора Гельмгольца // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2014. № 12. С. 220-231. DOI: 10.7463/1214.0742764
20. *Гимадиев А.Г., Быстров Н.Д., Ильинский С.А., Ермошкин А.З.* Динамические испытания зондов для измерения пульсаций давления при повышенных давлениях // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2009. № 3(19). С. 39-42.

References

1. Goza D.A. Development and investigation of laboratory model low-thrust thermal catalytic thruster on "green propellant". *Aerospace MAI Journal*, 2017, vol. 24, no. 3, pp. 34-42.
2. Biryuk V.V., Lukachev S.V., Uglanov D.A. et al. *Gaz v motorakh* (Gas in the engines), Samara, Samarskii universitet, 2021, 296 p.
3. Baklanov A.V. Multilevel modelling application in the gas turbine engine low-emission combustion chamber design process. *Aerospace MAI Journal*, 2020, vol. 27, no. 4, pp. 159-172. DOI: 10.34759/vst-2020-4-159-172
4. Zubrilin I.A., Didenko A.A., Dmitriev D.N., Gurakov N.I., Hernandez M.M. Combustion process effect on the swirled flow structure behind a burner of the gas turbine engine combustion chamber. *Aerospace MAI Journal*, 2019, vol. 26, no. 3, pp. 124-136.
5. Baklanov A.V. Experimental study of the flame tube temperature state of a gas turbine engine multi-nozzle combustion chamber. *Aerospace MAI Journal*, 2019, vol. 26, no. 2, pp. 116-125.
6. Lieuwen T.C., Yang V. *Combustion Instabilities in Gas Turbine Engines: Operational Experience, Fundamental Mechanisms, and Modeling*. American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc., 2005. Vol. 210, 729 p.
7. Skiba D.V., Maksimov D.A., Kashapov R.S., Kharisov T.S. *Vestnik Samarskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika, tekhnologii i mashinostroenie*, 2021, vol. 20, no. 4, pp. 40-51. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-4-40-51
8. Mersinligil M., Brouckaert J.-F., Desset J. Unsteady Pressure Measurements With a Fast Response Cooled Probe in High Temperature Gas Turbine Environments. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2011, vol. 133, no. 8. DOI: 10.1115/1.4002276
9. Zinn H., Habermann M. Developments and experiences with pulsation measurements for heavy-duty gas turbines. *ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air (14-17 May 2007; Montreal, Canada)*. Paper No. GT2007-27475, pp. 639-648. DOI: 10.1115/GT2007-27475
10. Boyle D.K., Henderson B.S., Hultgren L.S. Transfer-Function Determination for Infinite-Tube-Probe Pressure Transducers with Application to Turbofan Core/Combuster Noise. *25th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (20-23 May 2019; Delft, The Netherlands)*. AIAA 2019-2588. DOI: 10.2514/6.2019-2588
11. Wegner M., Nance D., Ahuja K. Characterization of Short and Infinite-Line Pressure Probes for In-Duct Acoustic Measurements Under Hostile Environment. *13th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference / 28th AIAA Aeroacoustics Conference (21-23 May 2007; Rome, Italy)*. DOI: 10.2514/6.2007-3443
12. Furlotov V.I., Dubovitskii A.N., Khanyan G.S. *Razvitie sredstv i metodov ispytaniy aviatsionnykh dvigatelei. Sbornik statei. Trudy TsIAM No. 1350*. Moscow, TsIAM, 2010, pp. 241-249.
13. Shorin V.P. Shakhmatov E.V., Gimadiev A.G. et al. *Akusticheskie metody i sredstva izmereniya pul'satsii davleniya* (Acoustic methods and means of pressure ripples measuring), Samara, SGAU, 2007, 132 p.
14. Gimadiev A.G., Bystrov N.D., Ustinov A.V. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta im. S.P. Koroleva*, 2012, no. 3-2(34), pp. 263-268.
15. Gimadiev A., Bystrov N., Stadnik D. et al. Correcting frequency characteristics of pressure pulsations probes (review). *24th International Congress on Sound and Vibration ICSV24 (23-27 July 2017; London)*. URL: <https://www.gimalai.com/sites/default/files/statii/zipdvt2017.pdf>
16. Wyer N., Brouckaert J.F., Miorini R.L. On the determination of the transfer function of infinite line pressure probes for turbomachinery applications. *ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition (11-15 June 2012; Copenhagen, Denmark)*. Paper No. GT2012-69563, pp. 883-894. DOI: 10.1115/GT2012-69563
17. Olson H.F. *Dynamical analogies*. 3d printing. New York, D. Van Nostrand Company, Inc., 1944, 196 p.
18. Bystrov N.D., Gimadiev A.G., Golovin A.N. et al. *Formirovanie dinamicheskikh svoystv truboprovodnykh tsepei* (Forming dynamic properties of pipeline circuits), Samara, Samarskii gosudarstvennyi universitet, 2020, 328 p.
19. Agrafonova A.A., Komkin A.I. *Nauka i Obrazovanie: nauchnoe izdani MG TU im. N.E. Bauman*, 2014, no. 12, pp. 220-231. DOI: 10.7463/1214.074276
20. Gimadiev A.G., Bystrov N.D., Il'inskii S.A., Ermoshkin A.Z. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta*, 2009, no. 3(19), pp. 39-42.

Статья поступила в редакцию 28.03.2022; одобрена после рецензирования 31.03.2022; принята к публикации 01.04.2022.

The article was submitted on 28.03.2022; approved after reviewing on 31.03.2022; accepted for publication on 01.04.2022.