



Кейн Роберт (11 класс)

«Акустический зонд для измерения пульсаций давления в тракте ГТД»
Работа заняла III место на Всероссийском форуме научной молодежи «Шаг в будущее» (г. Москва). Секция «Энергетические системы будущего»



Научный руководитель: доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок Самарского национального исследовательского университета им. С.П. Королева Быстров Николай Дмитриевич

Введение

При конечной доводке ГТД пульсации давления в тракте являются основным учитываемым параметром. Исходя из этого, точность измерения пульсаций давления, для полноценного представления о процессах, протекающих в ГТД, должна быть максимальной. Условия эксплуатации и габариты датчиков не позволяют размещать их непосредственно в тракте, поэтому датчик выносят за корпус двигателя, и подключают к тракту ГТД при помощи волновода. В волноводе возникают резонансы и прочие искажения сигнала, напрямую влияющие на точность измерения. Для повышения точности измерения применяют корректирующие элементы.

Конструкция, состоящая из волновода, датчика пульсаций давления и корректирующего элемента называется акустическим зондом. Существующие корректирующие элементы не могут удовлетворить всем потребностям, поэтому требуется разработка новой, более эффективной конструкции.

Цель данной работы состоит в том, чтобы разработать и испытать новую схему демпфирования пульсаций давления.

Задачи работы следующие:

- 1) Изучить типовые схемы демпфирования пульсаций давления и выявить их недостатки.
- 2) Изучить физические основы принципа работы акустических демпферов.
- 3) Разработать новую схему демпфирования пульсаций давления.
- 4) Освоить управление программой РУДИП и её элементами.
- 5) Провести теоретическое и практическое определение характеристик предложенной схемы демпфирования пульсаций давления.

1. Акустический зонд для измерений пульсаций давления

1.1. Типовые схемы демпфирования пульсаций давления в акустическом зонде

Акустический зонд - устройство для измерения пульсаций давления в тракте газотурбинного двигателя. Для оптимальной работы акустического зонда требуется устройство, способное гасить пульсации давления на выходе из датчика пульсаций давления, паразитные пульсации давления, возникающие на резонансных частотах. Типовыми схемами демпфирования пульсаций давления являются длинная линия и RC фильтр.

Длинная линия - устройство для демпфирования пульсаций давления. Конструктивно длинная линия из себя представляет длинную металлическую трубку, закрученную спиралью по большому радиусу, с внутренним диаметром равным диаметру подводящего канала. Длина трубы может достигать 50 метров, а масса 10 кг. Недостатком являются большие габариты и вес, затрудняющие использование данной схемы гашения пульсаций давления в стендовом режиме.

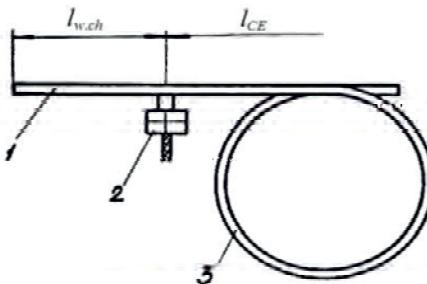


Рис. 1. Схематическое изображение длинной линии

RC фильтр так же является средством демпфирования пульсаций давления. Конструктивно RC фильтр состоит из индуктивно емкостного элемента, выполненного в виде расширительной камеры, и активной акустической нагрузки, выполненной в виде щелевого дросселя, на входе в расширительную камеру. Акустическое сопротивление RC фильтров подбирается равным акустическому сопротивлению подводящего канала. При использовании более лёгких материалов в конструкции элементов RC фильтра можно на порядок снизить массу в сравнении с ранее представленной схемой демпфирования. Недостатком RC фильтров является зависимость их характеристик от среднего статического давления в системе. Помимо этого, у RC фильтров довольно маленький диапазон демпфируемых частот. В случае использования доработки в виде сложной демпфирующей вставки в качестве корректирующего элемента диапазон демпфируемых частот составил от 10 до 3000 Гц.

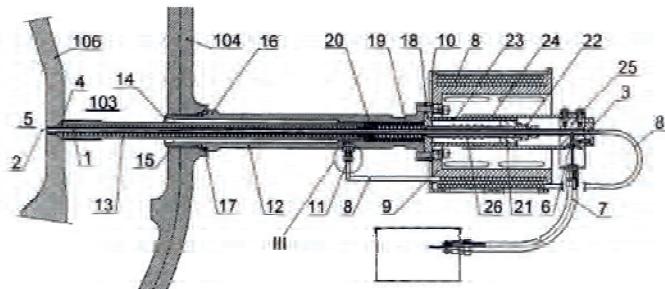


Рис. 2. Принципиальная схема подключения акустического зонда к тракту ГТД

1.2. Необходимость более эффективной схемы гашения пульсаций давления

Как можно было заметить, приведённые схемы демпфирования пульсаций давления не способны удовлетворить все потребности в полной мере. Необходимо создание дросселирующего элемента, способного обеспечить демпфирование пульсаций на большем диапазоне частот, имеющего меньшую динамическую погрешность в сравнении с аналогами. Решением поставленной задачи может являться автоматическая подстройка дросселирующего элемента под текущее рабочее давление.

2. Физико-математические основы распространения колебаний газовых сред в волноводном канале

2.1. Расчет характеристик регулируемого дросселя

Регулируемый дроссель изготавливается из материала МР. МР - металл, коэффициент пористости которого равен коэффициенту пористости резины. Пористость - это свойство материала, определяемое наличием в материале пустот. Коэффициент пористости вычисляется по следующей формуле:

$$\Pi = \frac{V_n}{V_o} \text{ где}$$

Π - коэффициент пористости (от 0 до 1).

V_n - общий объём пустот в теле.

V_o - объём тела.

Сопротивление регулируемого дросселя из материала МР должно быть пропорционально сопротивлению подводящего акустического волновода. Из этого следует отношение:

$$\frac{\Delta l_{\text{нач}}}{\Delta l_{\text{нач}} + \Delta l} = \frac{p_{\text{нм}}}{p_{\text{нб}}} \quad (2.1)$$

$$\text{откуда можно найти: } \Delta l_{\text{нач}} = \frac{r \cdot \Delta l}{1-r} \quad (2.2)$$

где:

$$r = \frac{p_{\text{нм}}}{p_{\text{нб}}} \quad (2.3)$$

Δl - рабочий ход сильфона

начальная длина дросселирования при начальном давлении в системе

$p_{\text{нм}}$ - наименьшее значение давления

$p_{\text{нб}}$ - наибольшее значение давления при котором зонд работает в штатном режиме

Общая длина дросселирования находится как:

$$l_{\text{др}} = \Delta l_{\text{нач}} + \Delta l_{\square} \quad (2.4)$$

$R_{\text{др}}$ Сопротивление дросселя из материала МР находится по формуле:

$$R_{\text{др}} = A_1 \frac{(1-\Pi)^2 l_{\text{др}} \mu}{\Pi^3 d_{\text{пп}}^2 S_{\text{др}}} \quad (2.5)$$

где:

Π - пористость дросселя

$A_1 = 75$

μ - динамическая вязкость газа

$S_{\text{др}}$ - площадь поперечного сечения дросселя

$d_{\text{пп}}$ - диаметр проволоки для дросселя из материала МР

Динамическая вязкость газа μ - это коэффициент внутреннего трения вещества. Находится по формуле:

$$\mu = \frac{1}{3} \nu \lambda \rho \text{ где}$$

μ - динамическая вязкость газа

ν - скорость молекул в газе

λ - длина свободного пробега молекулы до столкновения

ρ - плотность газа

$$z_{\text{тр}} = \frac{\rho c}{S_{\text{тр}}} = \frac{P}{R_{\text{r}} T} \frac{c}{S_{\text{тр}}} \quad (2.6)$$

$z_{\text{тр}}$ – волновое сопротивление подводящего канала

ρ — плотность рабочей среды

c — скорость звука в рабочей среде

T — абсолютная температура

P — абсолютное рабочее давление

R_{r} - газовая постоянная

$S_{\text{тр}}$ - площадь поперечного сечения подводящего канала

Приравнивая $R_{\text{др}}$ к $z_{\text{в}}$, при максимальном расчётом давлении рабочей среды, с учетом (2.4), возникает комплекс $K(\Pi) = \frac{1-\Pi^2}{\Pi^3}$, при условии что площадь поперечного сечения дросселя соответствует поперечному сечению подводящего канала.

Следовательно:

$$l_{dp} = \frac{r\Delta l}{1-r} + \Delta l = \Delta l \frac{1}{1-r} \quad (2.7)$$

или учитывая (2.3):

$$l_{dp} = \frac{1}{1 - \frac{p_{hm}}{p_{nb}}} = \frac{\Delta l p_{nb}}{p_{nb} - p_{hm}} \quad (2.8)$$

Вычисляем значение K(Π):

$$K(\Pi) = \frac{(p_{nb} - p_{hm})cd_{dp}^2}{A_1 R_t T \mu \Delta l} \quad (2.9)$$

Рассмотрим случай работы акустического демпфера исключительно за счёт упругости сильфона. Сильфон марки (31-18-0.18) при рабочем ходе 10мм развивает максимальное усилие 16,5 кгс.

Тогда избыточное давление газа находится по формуле:

$$P_{izb} = \frac{R_{cp}}{S_{cp}} \quad (2.10)$$

Где:

R_{cp} - наибольшее усилие развиваемое сильфоном марки (31-18-0.18)

$S_{cp} = 2,34 \text{ см}^2$ - полезная площадь сильфона марки (31-18-0.18)

В результате подсчетов $P_{izb} = 7,05 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$

Учитывая атмосферное давление $1 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$:

$$P_{izb} = 8,05 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$$

Произведем расчет характеристик дросселя из материала МР для акустического демпфера:

$$P_{nb} = 8,05 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$P_{hm} = P_{atm} = 1 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2};$$

$$c = 341 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$d_{dp} = 0,09 \text{ мм};$$

$$A_1 = 75;$$

$$R_r = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{гр}};$$

$T = 300\text{K};$

$$\Delta l = 10 \cdot 10^{-3}\text{м};$$

$$\mu = 18,6 \cdot 10^{-6}\text{Па}\cdot\text{с};$$

Из соотношения (2.9) $K(\Pi) = 1,63$

Если $K(\Pi) = F(\Pi)$, тогда $\Pi = 0,52$

Для достижения заявленных характеристик дросселя целесообразно разбить общую длину дросселя на 3 части, и увеличить общую длину на 2 мм из конструктивных соображений и особенностей техпроцесса. Дроссель может быть реализован из 3 элементов. 2 элемента длиной 5,0 мм и 1 элемент длиной 3,4мм.

Для реализации дросселя из материала МР требуется рассчитать массу заготовок. Для расчетов применим формулу $G = \rho_m \frac{\pi d_{dp}^2}{4} l(1 - \Pi)$ где:

G – масса заготовки

ρ_m - плотность материала проволоки

l – длина элемента

$d_{dp} = 6.0$ мм - диаметр дросселирующего элемента равный диаметру волновода

$\Pi = 0,52$ - пористость материала

Тогда получим массы заготовок для двух элементов длиной 5,0 мм равными 0,536г , а для элемента длиной 3,4мм равной 0,364г.

2.2. Расчет жёсткости пружины установленной в сильфон без предварительного сжатия

Для сильфона с пружиной можно записать равенство:

$$P_{H6} \cdot S_{c\phi} = R_{c\phi} + R_{np} \quad (2.11)$$

$$R_{np} = C_{np} \cdot \Delta l \quad (2.12)$$

$$R_{c\phi} = C_{c\phi} \cdot \Delta l \quad (2.13)$$

где:

$R_{c\phi}$ - максимальное усилие развиваемое сильфоном

R_{np} - максимальное усилие развиваемое пружиной

C_{cp} - жесткость сильфона

C_{pr} - жесткость пружины

Следовательно из соотношений (2.11)-(2.13)

$$C_{np} = \frac{R_{np} \cdot S_{cp}}{\Delta l} - C_{cp}$$

В качестве примера рассчитаем жесткость пружины при избыточном максимальном давлении $15 \frac{\text{kgs}}{\text{cm}^2}$

$$C_{cp} = \frac{R_{cp}}{\Delta l} = \frac{16,5 \text{kgs/cm}^2}{10 \text{mm}} = 1,65 \frac{\text{kgs}}{\text{cm}^2}$$

$$C_{np} = \frac{15 \cdot 2,34}{10} - 1,65 = 1,8 \frac{\text{kgs}}{\text{cm}^2}$$

Наибольшее усилие пружины :

$$R_{np} = C_{np} \cdot \Delta l = 1,8 \cdot 10 = 18 \text{ kgs.}$$

Были реализованы два элемента из материала МР длиной 5мм , весом 0,615г и длиной 0,67мм, массой 0,039г соответственно.

3. Проектирование регулируемого дросселирующего элемента.

Акустический демпфер предназначен для создания акустической нагрузки, не отражающей пульсации давления на выходе из датчика быстропеременного давления. Датчик в свою очередь подключается к подводящему акустическому каналу, передающему пульсации давления из тракта газотурбинного двигателя.

3.1. Предлагаемая конструкции акустического демпфера

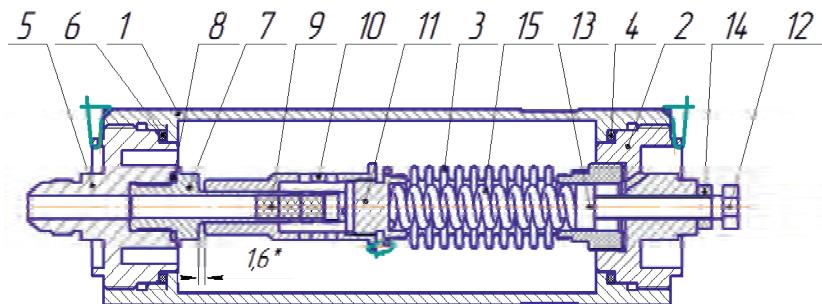


Рис. 3. Схема акустического демпфера

Акустический демпфер состоит из следующих деталей:

1. Сварной корпус.
2. Резьбовая заглушка.
3. Сильфон.
4. Уплотнительное резиновое кольцо крышки сильфона.
5. Крышка штуцерная.
6. Уплотнительное резиновое кольцо штуцерной крышки.
7. Трубка.
8. Уплотнительное кольцо трубы.
9. Дросселирующий элемент.
10. Перфорированная обойма.
11. Проставка.
12. Регулировочный винт.
13. Упор.
14. Контртайка.
15. Цилиндрическая пружина.

На рис. 4 изображён акустический демпфер в разобранном состоянии.



Рис. 4. Акустический демпфер в разборе

Внутри сварного корпуса 1 закреплён сильфон 3 при помощи резьбовой заглушки 2 и трубы 7. Внутренняя полость сильфона сообщается с атмосферой. Герметичность конструкции достигается за счёт

уплотнительных колец 4, 6, 8. Внутри трубы 7 устанавливается дросселирующий элемент 9 состоящий из нескольких цилиндрических вставок из материала МР (металлический аналог резины). В трубке 7 по скользящей посадке свободно перемещается перфорированная обойма 10, соединённая с сильфоном 3 через проставку 11. Регулировочный винт 12 фиксируется контргайкой 14, и упирается в упор 13. Цилиндрическая пружина 15 устанавливается без сжатия в сильфон 3 без продольного зазора между проставкой 11 и торцом сильфона. После сборки устройства требуется определить положение перфорированной обоймы 10 в трубке 7. После чего подстраивают положение обоймы в осевом направлении посредством резьбового соединения с проставкой 11. При испытании подается газ с минимальным рабочим давлением, при этом обойма должна располагаться с зазором 1,6мм от трубы 7. Регулировочный винт 12 используется для настройки амплитудно частотных характеристик демпфера после сборки последнего, после чего зажимается контргайкой 14. Перфорированная обойма 10 перемещается за счет упругих сил сильфона 3, пружины 15 и сил перепада давления на рабочей площади сильфона. Таким образом, вызывается акустическое сопротивление фильтра равное акустическому сопротивлению подводящего канала.

3.2. Узел пневматического двигателя акустического демпфера на базе однослойного сильфона и цилиндрической пружины

Для создания акустического демпфера с автоматической подстройкой величины сопротивления предлагается использование в качестве дросселирующего элемента цилиндрического дросселя. В зависимости от потребного сопротивления для обеспечения не отражающей нагрузки, в дросселе меняется дросселирующая длина. На определённой базовой длине дросселя должно обеспечиваться требуемое согласование акустических сопротивлений фильтра и подводящего акустического канала, в среднем динамическом диапазоне пульсаций давления. Цилиндрический сильфон играет роль ограничителя переменной длины дросселирующего элемента.



Рис. 5. Сильфон

Характеристики сильфона должны соблюдать следующие требования:

- 1) Сильфон должен обладать линейной характеристикой.
- 2) Минимальный рабочий ход сильфона должен составлять не менее 10 мм.
- 3) Сильфон должен быть рассчитан под режим внешней нагрузки.
- 4) Наибольшее рабочее давление сильфона должно соответствовать наибольшему рабочему давлению акустического зонда.
- 5) Гистерезис сильфона должен быть минимален.
- 6) Сильфон должен обеспечить повторяемость характеристик на протяжении всего рабочего диапазона сильфона.
- 7) Рабочая температура должна быть в диапазоне 100 С.
- 8) Сильфон должен обладать малым внешним диаметром.
- 9) Сильфон должен быть выполнен из химически стойкого слава металла.
- 10) Ресурс сильфона должен составлять не менее 10000 рабочих циклов.

После изучения массово выпускаемых моделей сильфонов была выбрана модель: «Сильфон однослойный ТУ-3-122-81» с внутренним посадочным диаметром бортика. Марка сильфона: 31-18-0.18.

Габаритные и стыковочные размеры сильфона марки 31-18-0.18 приведены в табл. 1.

Таблица 1
Габаритные и стыковочные размеры сильфона марки 31-18-0.18

Марка сильфона	D_B , мм	D_H , мм	Длина сильфона, мм	Площадь бортика сильфона, см^2	Эффект ивная площадь, см^2	Рабочий ход, мм	Максимальное рабочее давление, МПа
31-18-0.18	13,5	16	48	3,5	2,34	10,9	2,07

3.3. Расчёт объема расширительной камеры акустического демпфера

Расширительная камера акустического демпфера является внутренней полостью сварного герметичного корпуса, с вычетом объёма занимаемым сильфоном, дросселирующим элементом и трубкой. Объем расширительной камеры в случае данного акустического демпфера составил 270 см^3 .

4. Аналитическое и опытное исследование акустического зонда в программе РУДИП

4.1. Программа РУДИП и её элементы

Для теоретического исследования характеристик демпфирующих элементов в конструкциях акустических зондов, на кафедре Самарского Университета была разработана программа РУДИП. РУДИП - Расчет устройства для измерения пульсаций. Преимуществом данной программы

является приемлемая точность расчёта характеристик акустического демпфера, достаточная для оценки эффективности конструкции и внесения корректировок в имеющиеся конструкции акустических демпферов. РУДИП позволяет производить расчёт акустических зондов с датчиками пульсаций давления или датчиками пульсаций перепада давления. Программа позволяет производить расчёты для акустических зондов с разнотипными подводящими каналами (рис. 6). На (рис. 7) - (рис. 8) производится ввод характеристик подводящего канала в зависимости от типа - однородный, неоднородный соответственно. Далее вводятся параметры датчика пульсаций давления (рис. 9). Далее производится выбор схемы коррекции акустического зонда и ввод её параметров, (рис. 10) - (рис. 11). Для расчета остается в главном меню нажать клавишу «Счёт» (рис. 12), программа рассчитает характеристики акустического зонда и выдаст результат в виде графиков.

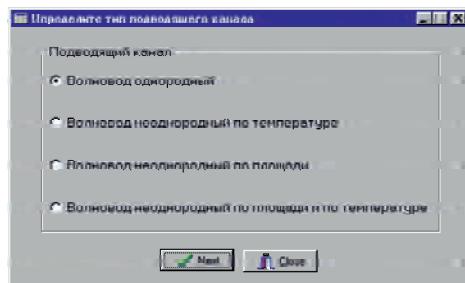


Рис. 6. Окно выбора типа подводящего канала

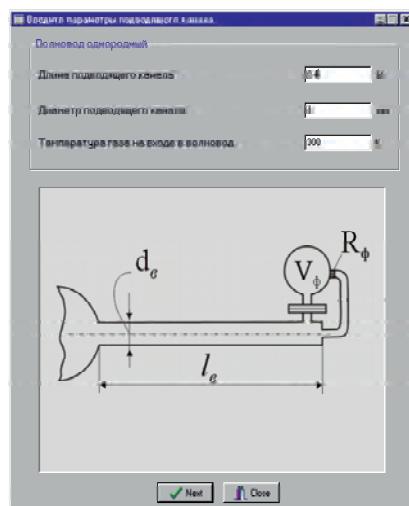


Рис. 7. Окно ввода параметров однородного подводящего канала

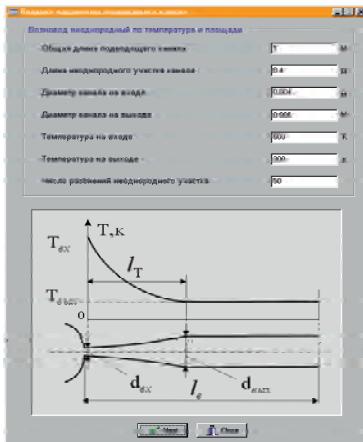


Рис. 8. Окно ввода параметров подводящего неоднородного канала

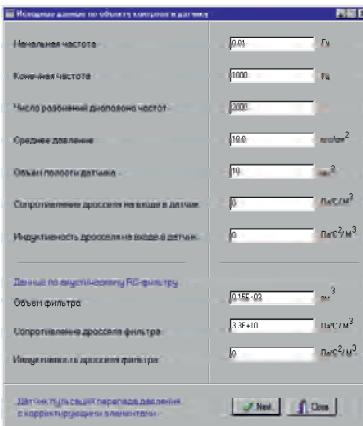


Рис. 9. Окно ввода параметров датчика пульсаций давления

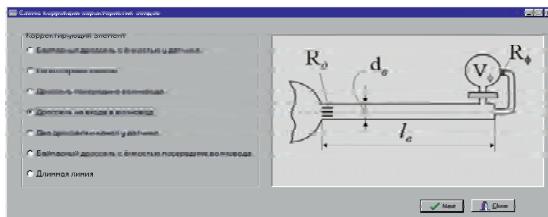


Рис. 10. Окно выбора схемы демпфирования

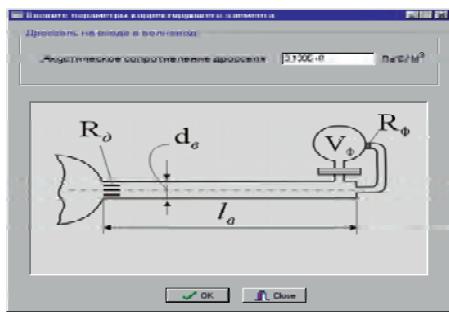


Рис. 11. Окно ввода параметров схемы демпфирования.

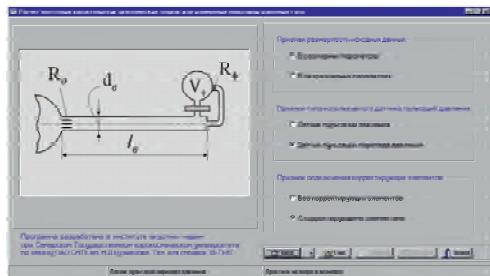


Рис. 12. Окно расчёта характеристик зонда

4.1.1. Моделирование характеристик конструкции акустического зонда в программе РУДИП

Для определения характеристик полученной конструкции акустического зонда был произведён расчёт характеристик в программе РУДИП. Т.к. Акустический демпфер проектировался под работу с непостоянным давлением газа, то и испытания он проходил при средних давлениях равных соответственно: $2 \frac{\text{krc}}{\text{cm}^2}$; $3,5 \frac{\text{krc}}{\text{cm}^2}$; $5 \frac{\text{krc}}{\text{cm}^2}$; $6,5 \frac{\text{krc}}{\text{cm}^2}$; $8 \frac{\text{krc}}{\text{cm}^2}$.

Расчётный диапазон рабочих частот составляет от 10 до 1000 Гц. Амплитуда пульсаций давления

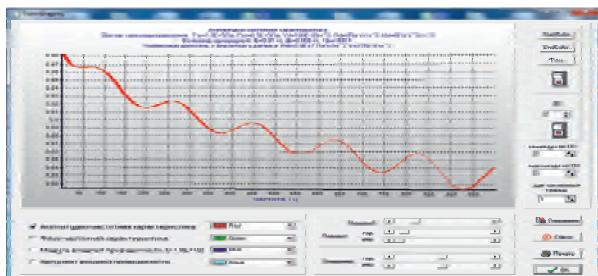


Рис. 13. АЧХ при среднем давлении 2кгс

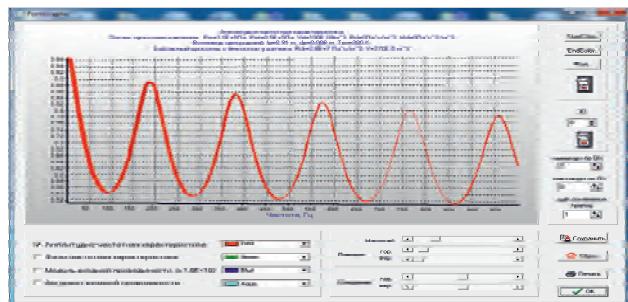


Рис. 14. АЧХ при среднем давлении 3,5кгс

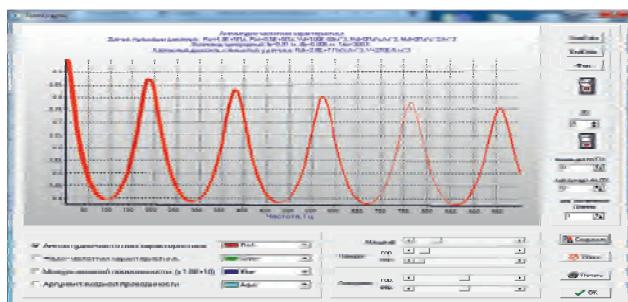


Рис. 15. АЧХ при среднем давлении 5кгс

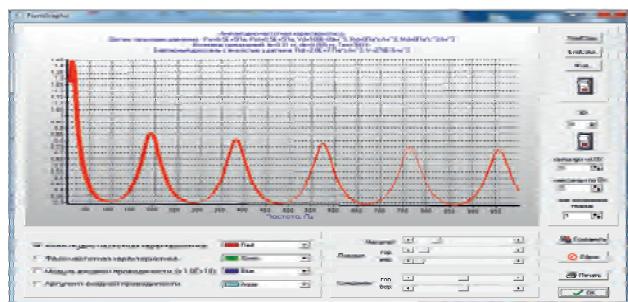


Рис. 16. АЧХ при среднем давлении 6,5кгс

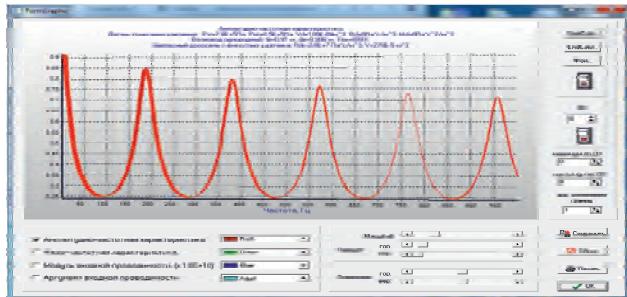


Рис. 17. АЧХ при среднем давлении 8кгс

Обращая внимание на рис. 13-17, можно заметить, что динамическая погрешность акустического фильтра падает с ростом частоты пульсаций давления. Неоднородность всех графиков вызвана резонансами на определённых частотах, но даже с условием резонансов динамическая погрешность демпфера не превысила 1 процента.

4.1.2. Экспериментальное определение частотной характеристики акустического зонда на частотном стенде

На частном стенде Самарского Университета были произведены исследования характеристик акустического зонда с охлаждаемым датчиками давления PS2001 и контрольным датчиком давления M102A07 устанавливаемым в пульсаторе.

В качестве не отражающей нагрузки использовалась конструкция описанного выше акустического демпфера. Перед испытаниями была осуществлена опрессовка и настройка всех подводящих каналов. Частотный диапазон пульсаций составил от 10 до 900 Гц. Амплитуда пульсаций составляла от 0,2 до 1,6 МПа, с шагом 0,2 МПа.

Испытания происходили в режиме прямого прохода с постепенным увеличением среднего давления от минимального расчётного до максимального расчётного давления соответственно, и в режиме обратного прохода с постепенным сбросом среднего давления.

Сигналы от датчиков, поступающие в аппаратуру MIC-026, при помощи программы «Recorder» записывались в память ПК для дальнейшей обработки и построения частотных характеристик зонда программным обеспечением MIC-026.

Методика обработки поступающих данных заключается в сравнении показаний датчика акустического зонда и контрольного датчика, установленного в пульсаторе. Долгота опроса датчиков составляла 60 секунд, при частоте опроса 19,2 кГц. Показания с датчиков записывались в формате данных МЕРА, который является расширением формата УСМ. Для обработки полученных осцилограмм была использована программа WinPos

НПО «Мера». Способ обработки данных: вызывается программа WinPos, в открывшееся окно загружаются показания с датчиков, после чего программа строит две осциллограммы в одних осях координат. Для расчёта характеристик зонда запускается опция «Передаточная функция», после чего рассчитывается модуль частотной функции зонда, или АЧХ.

Было произведено 3 группы испытаний:

Эксперимент № 1:

- контрольный датчик М102А07;
- испытуемый зонд П.1542.000 с датчиком М102А07;
- подводящий канал трубы Дуб длиной 700 мм с –переходником того же диаметра длиной 190 мм;
- замеры 8, 9, 10.

Эксперимент № 2:

- контрольный датчик М102А07;
- испытуемый зонд П.1542.000 с датчиком М102А07;
- подводящий канал - трубка Дуб длиной 700 мм с переходником того же диаметра длиной 190 мм;
- акустический демпфер АД.003.000;
- замеры 11...18 – прямой ход, замеры 19, 21 – обратный ход.

Эксперимент № 3:

- контрольный датчик М102А07;
- испытуемый зонд П.1537.000 с датчиком PS2001, подводящая трубка Дуб длиной 700 мм с переходником того же диаметра длиной 190 мм;
- акустический демпфер АД.003.000;
- замеры 28...30 – прямой ход, замеры 31, 32 – обратный ход.

В эксперименте №1 производился замер АЧХ без акустического демпфера при средних давлениях 4, 10, и $15 \frac{\text{kgs}}{\text{cm}^2}$. Наибольшее искажение показаний было обнаружено на частоте 89 Гц при избыточном давлении 15 кгс, составившее 20,8 (рис 18).

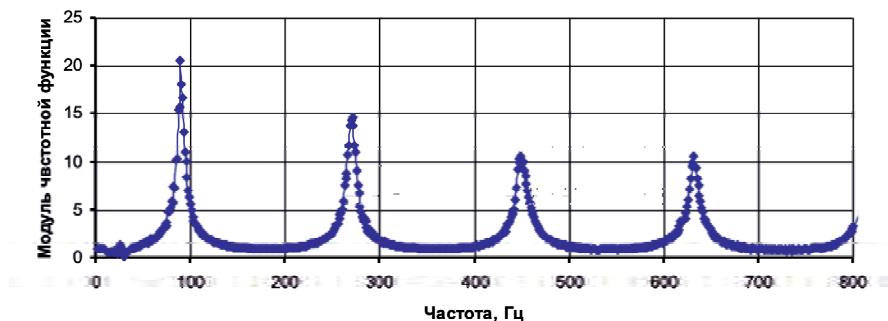


Рис. 18. АЧХ зонда без КЭ при давлении 15кгс

В эксперименте №2 был произведен замер АЧХ с акустическим демпфером при давлении 2, 4, 6, 8, 10, 12, 14 и 15кгс, и датчиком давления М102А07, при постоянном увеличении среднего давления (прямой ход), и 10, 10, 4кгс при обратном ходе. Ниже приведены выборочные осциллограммы при среднем давлении 4кгс и 12кгс (рис. 19-20 соответственно).

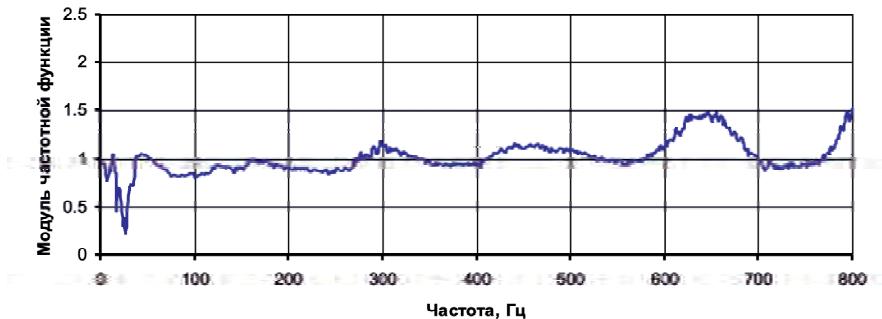


Рис. 19. АЧХ зонда с КЭ при среднем давлении 4кгс

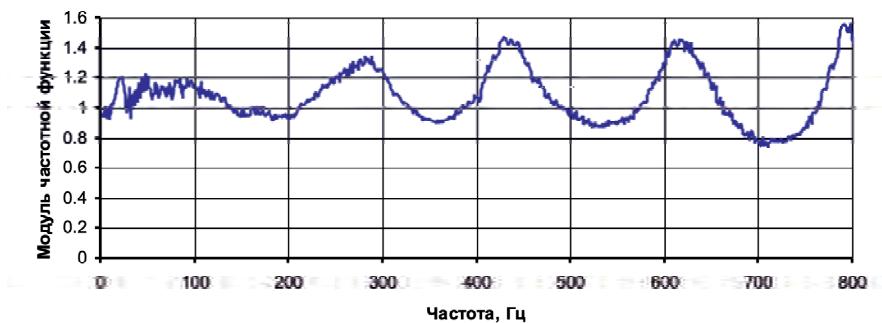


Рис. 20. АЧХ зонда с КЭ при среднем избыточном давлении 12кгс

На графике рис. 19 наблюдается искажение показаний в диапазоне частот от 20 до 50 Гц, которое может быть вызвано либо сильной искажённостью сравниваемых синусоид, либо выбросами при обработке информации, т. к. при среднем давлении 12кгс (рис. 20) подобный эффект не наблюдается.

В эксперименте №3 был произведён замер АЧХ акустического зонда с акустическим демпфером и датчиком давления PS2001 при средних давлениях 4, 10, 15кгс. АЧХ практически полностью совпадает с результатами эксперимента №2.

Исходя из ранее проведённых экспериментов можно сделать вывод, что данная конструкция акустического демпфера способна качественно согласовать АЧХ акустического зонда. Однако, из-за погрешности изготовления дросселирующих элементов, сильфона, цилиндрической пружины, не удается аппаратно обеспечить требуемую точность измерения АЧХ. Для использования в реальных условиях придется прибегнуть к программной коррекции программой ПОВС21 частотных характеристик для достижения приемлемой точности измерений.

Заключение

- 1) Было проведен обзор и исследование типовых схем демпфирования пульсаций акустического зонда.
- 2) Был проведен физико-математический анализ принципов работы акустических демпферов.
- 3) Была подтверждена потребность в новом типе акустического демпфера.
- 4) Была разработана конструкция акустического демпфера с подстройкой.
- 5) На практике были выявлены характеристики предложенной конструкции.

Список литературы

1. Акустические методы и средства измерения пульсаций давления. - Самара: Изд-во. СГАУ, 2007.
2. Гимадиев А.Г., Быстров Н.Д., Дягилева Е.С. Анализ схем коррекции динамических характеристик акустических зондов для измерения пульсаций давления в газотурбинных двигателях. - Самара: Изд-во. СГАУ, 2018.
3. Ольсон Г. Динамические аналогии. – М.: Иностранная литература, 1947.
4. Петунин А.Н. Методы и техника измерений параметров газового потока. – М.: Машиностроение, 1972.