

УДК: 621.43.065

Экспериментально-теоретические исследования резонансных явлений в глушителе шума для ДВС малой мощности

Е.А. Суховая

*Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева – КАИ (КНИТУ-КАИ), Казань, 420111, Россия
e-mail: sukhovaya-ekaterina@yandex.ru*

Поступила в редакцию 5.04.2019

После доработки 11.06.2016

Принята к публикации 11.06.2016

Представлена расчетная модель глушителя шума ДВС малой мощности, выполненная в программном комплексе ANSYS Fluent. Для проверки адекватности теоретической модели резонансные частоты исследуемого глушителя были вычислены по эмпирической формуле Гельмгольца и определены на экспериментальной установке. При сравнении полученных данных видно, что предложенная модель с достаточной точностью описывает резонансные явления, возникающие в глушителе шума рассматриваемой схемы.

Ключевые слова: глушитель шума, ДВС малой мощности, RNG-модель турбулентности, резонатор Гельмгольца, резонансная частота.

Введение

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) малой мощности находят все большее применение в различных областях техники: в небольших наземных транспортных средствах, на летательных аппаратах малой тяги, в средствах малой механизации ручного труда и др. Отличительной особенностью такого типа двигателей от других (электрических, газотурбинных и др.) является малый вес и небольшой объем топливного бака [1]. Благодаря этим особенностям становится выгодно их использовать на летательных аппаратах. Вместе с тем они имеют существенный недостаток – повышенный шум в работе. В спектре шума доминируют низкие и средние частоты, что связано с малым числом цилиндров двигателя. Применяемые глушители шума – искрогасители, как правило, не обеспечивают необходимый уровень подавления звука. Производители таких агрегатов мало обращают на это внимание. Шум негативно влияет на оператора, а при использовании на беспилотных летательных аппаратах (БПЛА) демаскируют летающий объект. Производители ДВС

малой мощности не уделяют должного внимания вопросам шумоглушения. В лучшем случае, в руководствах по эксплуатации можно встретить фразу: «Без шумозащитных наушников эксплуатация агрегата запрещена».

Научные исследования, посвященные разработке и созданию эффективных шумоглушителей выхлопной системы ДВС малой мощности, крайне редки. Частично это можно объяснить тем, что согласно законодательству, не запрещено использовать агрегаты малой механизации из-за повышенного уровня звука. Агрегаты малой механизации с ДВС в большинстве случаев являются переносными и увеличение мощности за счет увеличения геометрических параметров двигателя приводит к утяжелению агрегата в целом. Поэтому разработчики ДВС малой мощности стараются объем двигателя ограничить, при этом обеспечить максимальную мощность, пренебрегая шумоподавлением выхлопа. Такой же подход у специалистов, занимающихся созданием беспилотных летательных аппаратов. Но к БПЛА военного назначения одновременно предъявляются требования как к мощности двигателя, так и к шуму. Шумоглушение в глушите-

лях напрямую зависит от гидравлических потерь в тракте движения выхлопных газов: чем больше сопротивление, тем лучший эффект достигается в шумоглушении. Иногда при оптимальном соотношении между двумя параметрами, характеризующими эти процессы, возникают резонансные явления, которые в спектре шума формируют дискретный тон. В этих случаях шумовые характеристики двигателя резко ухудшаются. Создание расчетной модели, позволяющей прогнозировать эти случаи, является актуальной научно-исследовательской задачей.

Целью данной работы являлось проведение экспериментально-теоретических исследований резонансных явлений в глушителе шума для ДВС малой мощности.

1. Методы расчета и моделирования глушителей шума

Научных публикаций, посвященных этой теме, недостаточно. Существующие рекомендации не имеют методической основы и сформулированы они на практических результатах. В большинстве случаев эти рекомендации приемлемы только для конкретного вида двигателя [2–4]. Эмпирические подходы являются продолжительными по времени и ресурсозатратным. Из теоретических работ, в которых затронута данная тема, можно назвать работы [5–7], в которых использован метод электроакустических аналогий. Суть метода заключается в переносе теории электрических схем в акустику. При этом акустическую систему описывают системой уравнений аналогично электрической системе.

Другим методом с использованием вычислительных средств является метод передаточных матриц. Данный метод при проектировании глушителей шума использован в работах [8–10]. Практически он сформирован по принципу электроакустических аналогий, но не предусматривает перехода от акустического к электрическому фильтру. Метод основывается на определении граничных величин в одном из сечений колебательной системы по заданным граничным условиям в другом сечении колебательной системы. При этом глушитель представляется как колебательная система в виде эквивалентного четырехполюсника, подобного матрице передачи с соответствующими коэффициентами, связывающей звуковое давление и колебательную скорость на входе и выходе глушителя. Глуши-

тель представляют в виде совокупности последовательно соединенных между собой простых элементов, матрица передачи которого определяется посредством перемножения матриц передачи составляющих его элементов.

В работах [11–13] предложен теоретико-эмпирический метод, базирующийся на сравнении экспериментальных исследований с теоретическими расчетами, полученными с помощью метода конечных элементов (МКЭ). Основным преимуществом МКЭ перед другими методами является то, что он позволяет смоделировать процессы в глушителе шума сложной конструкции. Этот способ подразумевает разбиение объекта исследования (глушителя) на множество малых элементарных объемов – конечных элементов. При задании граничных условий на входе объекта исследования по известным уравнениям газодинамики и акустики находят величины полного и звукового давлений на выходе. Но результатов, описывающих реальные процессы в глушителе шума, с требуемой точностью в своих трудах авторы не приводят.

2. Численный расчет резонансных частот двухкамерного глушителя шума в программном комплексе ANSYS Fluent

В качестве объекта исследований использовался двухкамерный глушитель шума с поперечной перегородкой и кольцевым зазором, техническая схема которого приведена на рис. 1.

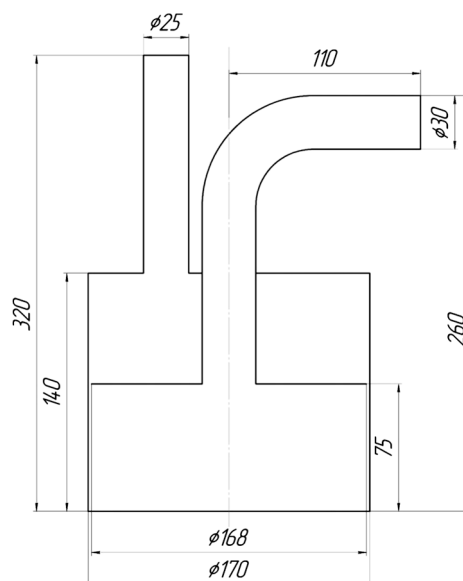


Рис. 1. Техническая схема глушителя шума выпуска ДВС малой мощности

Глушитель такой схемы был выбран на основе анализа характеристик глушителей, которые были прежде разработаны и испытаны автором работы. Исследуемый глушитель обладает минимальным гидравлическим сопротивлением, малой массой и достаточно высокой эффективностью шумоглушения. При проектировании таких глушителей важно знать резонансные частоты и их зависимость от геометрических размеров.

Исследования проводились в программном комплексе ANSYS Fluent с использованием методов вычислительной гидродинамики (ВГД, в иностранной литературе – CFD). Построение трехмерной геометрической модели глушителя, на которую наносилась расчетная сетка, выполнялось в программе Gambit, входящей в составную часть Fluent. В качестве расчетного пространства выступала только проточная часть глушителя без учета влияния стенок, таким образом, сопряженная задача теплообмена упускалась. Внешний вид расчетной сетки представлен на рис. 2. На рис. 3 показан фронтальный разрез созданной сетки, на котором отображены размеры ячеек расчетных областей в глушителе: в проточной части входного и выходного патрубков размер ячеек составлял 4 мм (V_1, V_2), в области верхней части первой и нижней части второй камер ячейки имели размер 6 мм (V_3, V_4), ячейки в верхней и нижней части над и под поперечной перегородкой были размером 4 мм (V_5, V_6), а область ячеек проточной части в кольцевом зазоре между перегородкой

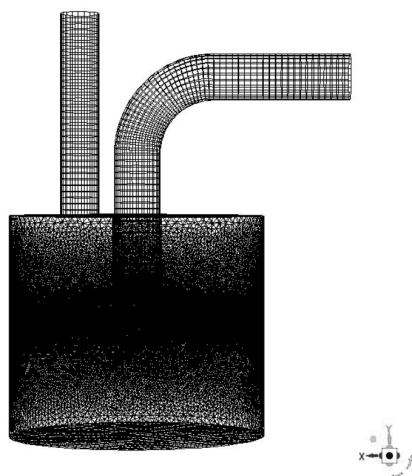


Рис. 2. Внешний вид расчетной сетки

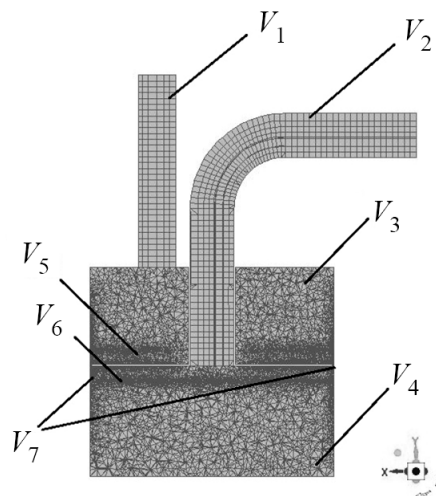


Рис. 3. Фронтальный разрез созданной сетки

и боковой поверхностью глушителя имела размер 1 мм (V_7).

Моделирование газодинамических процессов осуществлялось в рамках нестационарной задачи. В качестве рабочей среды глушителя шума принимался идеальный газ. Задавались следующие граничные условия: на входе в глушитель указывался массовый расход воздуха, а в качестве параметров турбулентности – интенсивность турбулентных пульсаций и гидравлический диаметр; на выходном срезе глушителя избыточное статическое давление принималось постоянным и равным нулю. Полное давление равнялось сумме атмосферного давления и усредненного значения давления пульсаций. При этом пульсационное давление изменялось по синусоидальному закону:

$$p_{puls\ i} = A \sin t, \quad (1)$$

где $p_{puls\ i}$ – пульсационное давление на i -й частоте колебания, Па; A – амплитуда колебаний пульсаций давления, Па:

$$A = K \cdot \Delta p, \quad (2)$$

$K = 0.1$ – коэффициент, определяющий величину амплитуды колебаний давления; Δp – противодавление глушителя, равное 608 Па; ω – круговая частота, соответствующая i -й частоте колебания пульсаций давления, рад/с:

$$\omega = 2\pi f_i, \quad (3)$$

f_i – i -я частота колебания пульсаций давления, Гц.

В процессе исследования практический интерес представляли следующие потенциальные «энергонесущие» частоты спектра акустического

сигнала, полученные в зоне истечения выхлопных газов ДВС малой мощности: 42, 47, 50, 55, 59, 63, 67, 74, 87, 100, 117, 127, 137, 150, 200, 300, 400, 500 Гц.

Для моделирования газодинамических процессов по тракту глушителя в данной работе из имеющегося перечня моделей турбулентности (стандартная, RNG, realizable) применялась RNG k - ε модель.

Уравнения кинетической энергии турбулентности k и скорости диссипации ε RNG k - ε модели при допущениях об отсутствии гравитационных сил ($G_b = 0$) и отсутствия источников членов ($S_k = 0$ и $S_\varepsilon = 0$) в условиях нестационарной задач ($\partial / \partial t \neq 0$) в общем виде для декартовой системы координат имеют вид:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - \rho \varepsilon - Y_M, \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} G_k \frac{\varepsilon}{k} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon. \end{aligned} \quad (5)$$

Эффективная вязкость модели RNG k - ε сводится к дифференциальному уравнению:

$$d \left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon \mu}} \right) = 1.72 \frac{\hat{v}}{\sqrt{\hat{v}^3 - 1 + C_v}} d\hat{v}, \quad (6)$$

где $\hat{v} = \mu_{eff} / \mu$; $C_v \approx 100$. Это дифференциальное уравнение обеспечивает отслеживание зависимости турбулентного переноса от числа Рейнольдса для потоков с низким Re в пристеночных слоях. В пределе, при высоких числах Re , турбулентная вязкость μ_t определяется по следующей формуле при $C_\mu = 0.0845$:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}. \quad (7)$$

Характеристики турбулентности сильно зависят от закрутки осредненного течения, для учета которой применяется определенного вида коррекция, но в данных расчетах коррекция закрутки потока не учитывалась.

Слагаемое R_ε в уравнении скорости диссипации ε (5) рассчитывается следующим образом:

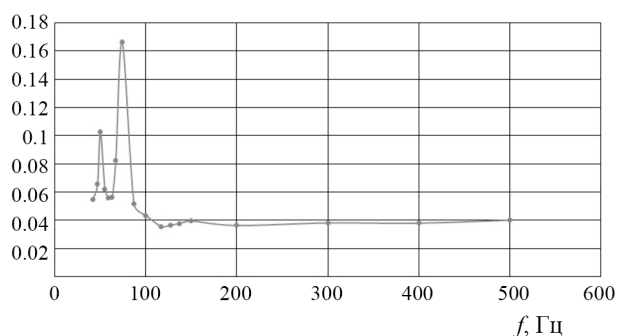


Рис. 4. Отношение амплитуды колебаний пульсаций давления на выходе из глушителя к амплитуде колебаний пульсаций давления на входе θ в зависимости от частоты колебания пульсаций давления f

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta / \eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (8)$$

где $\eta \equiv S_k / \varepsilon$, $\eta = 4.38$, $\beta = 0.012$.

В расчетах использовался стандартный набор констант модели RNG: $C_{1\varepsilon} = 1.42$, $C_{2\varepsilon} = 1.68$.

По результатам расчетов был построен график (рис. 4) зависимости отношения амплитуды колебаний пульсаций давления на выходе из глушителя к амплитуде колебаний пульсаций давления на входе от частоты колебания пульсаций давления f :

$$\theta = \frac{A_{puls\ out}}{A_{puls\ in}}, \quad (9)$$

где $A_{puls\ out}$ – максимальное значение амплитуды пульсаций давления воздушного потока на выходе из глушителя на i -й частоте колебания, Па; $A_{puls\ in}$ – максимальное значение амплитуды пульсаций давления на входе в глушитель на i -й частоте колебания, Па.

Из рис. 4 видно, что на частотах 50 и 74 Гц возникают резонансные явления, при которых наблюдается увеличение амплитуд давления собственных колебаний системы, следовательно, и уровней звукового давления. Данные частоты будут являться резонансными частотами исследуемого глушителя шума.

3. Измерения резонансных частот двухкамерного глушителя шума на экспериментальной установке

Для проверки адекватности предложенной расчетной модели необходимо получить экспериментальные данные – резонансные частоты глушителя. Для этого была создана экспери-

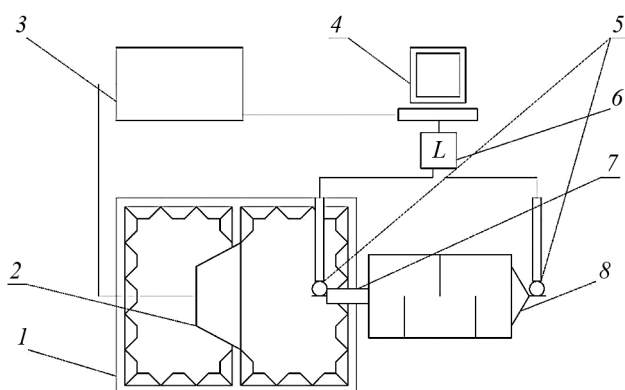


Рис. 5. Схема экспериментальной установки: 1 – безэховая камера, 2 – источник шума, 3 – усилитель мощности, 4 – персональный компьютер, 5 – микрофон, 6 – шумомер, 7 – промежуточный патрубок, 8 – глушитель шума

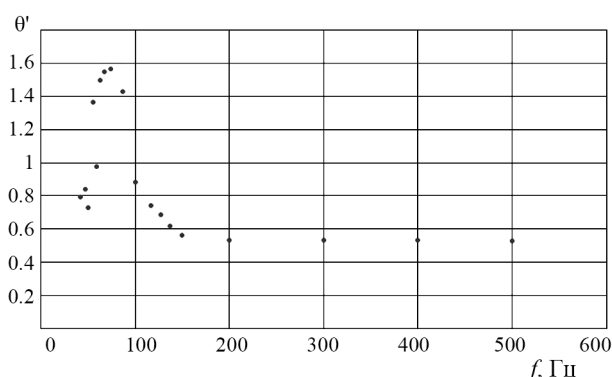


Рис. 6. Зависимость отношения амплитуд звукового давления на выходе и входе глушителя θ' от частоты колебания давления f

ментальная установка, схема которой приведена на рис. 5.

Работа экспериментальной установки заключалась в следующем. На вход исследуемого глушителя шума подавался звук на заданной частоте, который генерировался электродинамиком 2. На электродинамик подавался гармонический электрический сигнал с усилением. Динамик располагался в безэховой камере 1, представляющей собой деревянный короб, внутренние стенки которого покрыты звукопоглощающим материалом. Запись акустических сигналов осуществлялась измерительным комплексом, состоящим из шумомера 6 и двух конденсаторных микрофонов 5. Обработка записанных акустических сигналов проводилась на персональном компьютере 4 с использованием программного обеспечения «Signal+».

На вход подавались синусоидальные звуковые сигналы разной частоты (42–500 Гц). На

входе и выходе глушителя шума посредством измерительного комплекса фиксировались значения амплитуд звукового давления. По полученным данным строился график (рис. 6) зависимости отношения амплитуд звукового давления на выходе и входе глушителя θ' от частоты колебания давления f :

$$\theta' = \frac{A_{out}}{A_{in}}, \quad (10)$$

где A_{out} – значение амплитуды звукового давления воздушного потока на выходе из глушителя на i -й частоте колебания, Па; A_{in} – значение амплитуды звукового давления на входе в глушитель на i -й частоте колебания, Па.

Из полученного графика видно, что в частотном диапазоне от 55 до 74 Гц отчетливо проявляются резонансные частоты. Результаты сравнения расчетных значений и значений частот, полученных экспериментально, свидетельствуют о том, что предложенная модель с достаточной точностью описывает резонансные явления, возникающие в глушителе шума рассматриваемой схемы.

4. Расчет резонансных частот исследуемого глушителя шума по эмпирической формуле Гельмгольца

Учитывая то, что исследуемый глушитель можно отнести к резонатору Гельмгольца, резонансные частоты глушителя рассчитывались также с использованием эмпирической формулы Гельмгольца:

$$f = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{lV}}, \quad (11)$$

где $c = 343.1$ – скорость звука в воздухе при температуре 20 °С, м/с; S – площадь сечения горла (узкого места) резонатора, m^2 ; l – длина горла резонатора, м; V – объем резонатора, m^3 .

Предполагалось, что глушитель состоит из трех резонаторов Гельмгольца, схема которых показана на рис. 7.

Зная геометрические параметры элементов глушителя шума $S_1 = 0.00049 m^2$, $l_1 = 0.18 m$, $V_1 = 0.00148 m^3$, $S_2 = S_3 = 0.00071 m^2$, $l_2 = l_3 = 0.28 m$, $V_2 = 0.00173 m^3$, $V_3 = V_1 + V_2 = 0.00318 m^3$, по формуле (10) для каждого резонатора рассчитывалась резонансная частота. Резонансная частота f_1 для первой камеры составила 74 Гц, для вто-

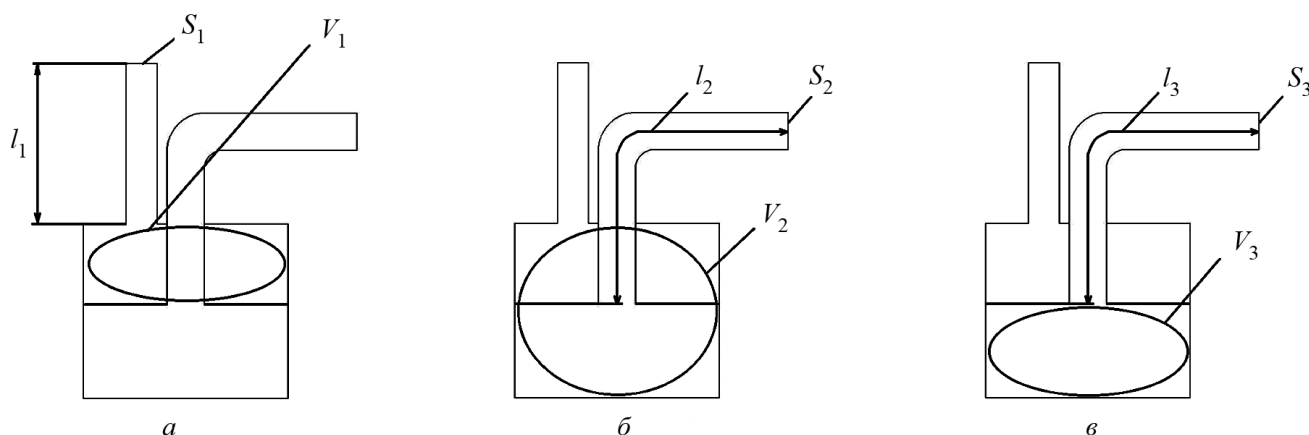


Рис. 7. Резонаторные камеры в глушителе шума: а – первая камера, б – вторая камера, в – третья камера

рой камеры – $f_2 = 67$ Гц, для третьей камеры – $f_3 = 49$ Гц. Рассчитанные величины резонансных частот совпадают с теоретическими и экспериментальными значениями.

Заключение

Результаты исследования позволяют прийти к следующим выводам.

1. В предложенном глушителе шума имеются три акустических контура с собственными частотами колебаний, равными 49, 67, 74 Гц.
2. Предложенная теоретическая модель позволяет рассчитать резонансные частоты с точностью до 96%.
3. Итоги инженерных расчетов собственных частот колебательных контуров свидетельствуют о том, что причиной резкого повышения уровня звукового давления на некоторых частотах является совпадение частоты колебаний звуковых волн на входе с собственными частотами резонаторов Гельмгольца.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Двигатели внутреннего сгорания / Под ред. проф. А.С. Орлина. М.: МАШГИЗ, 1957. Т. 1. 396 с.
2. Фесина М.И., Малкин И.В., Горина Л.Н., Старобинский Р.Н. Характеристики автомобильных систем выпуска отработавших газов и предъявляемые к ним требования // Безопасность в техносфере. 2011. № 6. С. 39–47.
3. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом. М.: Логос, 2015. 432 с.

4. Дробаха М.Н. Снижение шума транспортных машин глушителями (на примере трактора МТЗ 82). Дис. ... канд. техн. наук. СПб., 2004. 279 с.
5. Лепендин Л.Ф. Акустика. М.: Высш. школа, 1978. 448 с.
6. Васильев А.В., Мокринский А.В. К вопросу о моделировании комплексного активного снижения шума автомобиля // Материалы докладов на Всероссийской научно-технической конференции «Технический вуз – наука, образование и производство в регионе». 2001. С. 292–299.
7. Мокринский А.В., Васильев А.В. О снижении внешнего и внутреннего низкочастотного шума автомобиля с использованием систем активного шумоподавления // Материалы межвузовского сборника научных трудов «Наука, техника, образование г. Тольятти и Волжского региона». 2000. Ч. 2. С. 106–110.
8. Ткаченко Ю.Л. Разработка и внедрение методики акустического расчета реактивных глушителей шума транспортных средств: дис. ... канд. техн. наук. М., 1998. 150 с.
9. Старобинский Р.Н., Краснов А.В., Ковалева А.А., Вильч Н.В. Акусто-механические генераторы звука для создания звукового имиджа легкового автомобиля // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2011. № 3-1 (27). С. 354–363.
10. Dowling J., Peat K. An algorithm for the efficient acoustic analysis of silencers of any general geometry // Applied Acoustics. 2004. V. 65. N 2. P. 211–227.
11. Комкин А.И., Аграфонова А.А. Исследование излучения шума системой выпуска автомобиля методом конечных элементов // Безопасность в техносфере. 2010. № 5. С. 17–22.
12. Prashant. A. Naik. Dynamic analysis of muffler using finite element method and experimental method // International Journal of Engineering Technology, Management and Applied Sciences. 2016. V. 4. Iss. 2. P. 197–200.
13. Young G.I.J., Crocker M.J. A finite element analysis of complex muffler systems with or without wall vibration // Noise Control Engineering Journal. 1977. V. 9. N 2. P. 86–93.

Experimental and theoretical studies of resonance phenomena in a silencer for a low-power ICE

E.A. Sukhovaya

*Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev Kazan,
420111, Tatarstan, Russia
e-mail: sukhovay-ekaterina@yandex.ru*

This article provides an overview of the computational methods used in the design of effective silencers for an ICE exhaust system. It presents a numerical calculation in the ANSYS Fluent software package of a two-chamber silencer with a transverse partition and an annular gap for a low-power ICE. During the modeling of gas-dynamic processes in the silencer, it was necessary to determine its resonant frequencies at which there is a picture of sharp noise amplification. The construction of a three-dimensional geometric model of the silencer, on which the computational grid was applied, was carried out using the Gambit program. The following boundary conditions were specified: the mass flow rate of air, the intensity of turbulent pulsations and the hydraulic diameter were indicated at the inlet to the silencer; and constant atmospheric pressure was indicated at the outlet from the silencer. In this case, the pulsating pressure was taken as a sinusoidal function. The RNG k - ϵ turbulence model was used to model the gas-dynamic processes along the silencer path. According to the data obtained, a graph of the dependence of the amplitude of fluctuation of a pulsating pressure at the outlet of the silencer to the amplitude of fluctuation of a pulsating pressure at the inlet versus the frequency of fluctuation a pulsating pressure was plotted. This graph shows the resonance phenomena at frequencies of 50 Hz and 74 Hz. In order to verify the adequacy of the computational model, experimental studies were carried out on a special installation in the form of a sound-absorbing chamber with a source of harmonic sound vibrations, the silencer and measuring equipment. Based on the experimental data, a graph of the dependence of the amplitude of sound pressure at the output and input of the silencer on the pressure frequency of fluctuation was also constructed, clearly showing both manifested resonant frequencies, 55 Hz and 74 Hz, and their correspondence to the theoretical results. Considering the silencer under study as a Helmholtz resonator, its resonant frequencies were also calculated using the empirical Helmholtz formula. On the basis of the coincidence of the calculated values of the resonant frequencies with theoretical and experimental values, it was found that the proposed theoretical model for investigating a low-power engine silencer allows calculating the resonant frequencies with an accuracy of 95%.

Keywords: silencer, low-power ICE, RNG turbulence model, Helmholtz resonator, resonant frequency.

REFERENCES

1. **Orlin A.S.**, ed. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*. [Internal combustion engines]. Moscow: MASHGIZ Publ., 1957, vol. 1, 396 p. In Russ.
2. **Fesina M.I., Malkin I.V., Gorina L.N., Starobinsky R.N.** Kharakteristiki avtomobil'nykh sistem vypuska otrabotavshikh gazov i pred'yavlyaemye k nim trebovaniya [The characteristics of automotive exhaust systems and the requirements upon them]. *Bezopasnost' v tekhnosfere – Safety in the Technosphere*, 2011, no. 6, pp. 39–47. In Russ.
3. **Ivanov N.I.** *Inzhenernaya akustika. Teoriya i praktika bor'by s shumom* [Engineering acoustics. Theory and practice of dealing with noise]. Moscow: Logos Publ., 2015, 432 p. In Russ.
4. **Drobaha M.N.** *Snizhenie shuma transportnykh mashin glushitelyami (na primere traktora MTZ 82)*. *Diss. cand. eng. sci.* [Reducing noise of transport by silencers (for example, a tractor MTZ 82). Cand. diss.]. St. Petersburg, 2004, 279 p. In Russ.
5. **Lependin L.F.** *Akustika* [Acoustics]. Moscow, Higher school Publ., 1978, 448 p. In Russ.
6. **Vasiliev A.V., Mokrinisky A.V.** K voprosu o modelirovanii kompleksnogo aktivnogo snizheniya shuma avtomobilya [On the issue of modeling the integrated active noise reduction car]. *Materialy dokladov na Vserossijskoj nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Tekhnicheskij vuz – nauka, obrazovanie i proizvodstvo v regione»* [Reports at the All-Russian Scientific and Technical Conference «Technical University – Science, Education and Production in the Region»], 2001, pp. 292–299. In Russ.

7. **Mokrinsky A.V., Vasilyev A.V.** O snizhenii vneshnego i vnutrennego nizkochastotnogo shuma avtomobilya s ispol'zovaniem system aktivnogo shumopodavleniya [On reducing the external and internal low-frequency car noise using active noise cancellation systems]. *Nauka, Tekhnika, Obrazovanie g. Tol'yattii Volzhskogo Regiona. Mezhvuzovskij sbornik nauchnykh trudov* [Science, Technology, Education in Togliatti and the Volga Region. Interuniversity collection of scientific papers], 2000, Part 2, pp. 106–110. In Russ.
8. **Tkachenko Y.L.** *Razrabotka i vnedrenie metodiki akusticheskogo rascheta reaktivnykh glushiteley shuma transportnykh sredstv, Diss. cand. eng. sci.* [Development and implementation of calculation methods of vehicles' mufflers, Cand. diss.]. Moscow, 1998, 150 p. In Russ.
9. **Starobinsky R.N., Krasnov A.V., Kovaleva A.A., Vilch N.V.** Akusto-mekhanicheskie generator zvuka dlya sozdaniya zvukovogo i midzhalegkovogo avtomobilya [Acoustical-mechanical sound generators for creating an acoustical impression of a car]. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aehrokosmicheskogo universiteta im. akademika S.P. Korolyova* [Herald of the Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolev], 2011, no. 3-1 (27), pp. 354–363. In Russ.
10. **Dowling J., Peat K.** An algorithm for the efficient acoustic analysis of silencers of any general geometry. *Applied Acoustics*, 2004, vol. 65, no. 2, pp. 211–227.
11. **Komkin A.I., Agrafonova A.A.** Issledovanie izlucheniya shuma sistemoy vypuska avtomobilya metodom konechnykh ehlementov [Researches of the sound radiation by the exhaust system of a car through the finite element method]. *Bezopasnost' v tekhnosfere – Safety in the technosphere*, 2010, no. 5, pp. 17–22. In Russ.
12. **Naik P.A.** Dynamic analysis of muffler using finite element method and experimental method. *International Journal of Engineering Technology, Management and Applied Sciences*, 2016, vol. 4, no. 2, pp. 197–200.
13. **Young G.I.J., Crocker M.J.** A finite element analysis of complex muffler systems with or without wall vibration. *Noise Control Engineering Journal*, 1977, vol. 9, no. 2, pp. 86–93.