



ВОРОБЬЁВА
Любовь Сергеевна
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

VOROB'YVA
Lyubov' Sergeevna
(Moscow, Russian Federation,
Bauman Moscow State
Technical University)



КОМКИН
Александр Иванович
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

КОМКИН
Aleksandr Ivanovich
(Moscow, Russian Federation,
Bauman Moscow State
Technical University)

Расчет и проектирование диссипативных глушителей шума методом конечных элементов

Л.С. Воробьёва, А.И. Комкин

Разработка методики проектирования глушителей шума с требуемыми характеристиками — важная и актуальная задача, решение которой повысит акустическую эффективность разрабатываемых глушителей, что, в свою очередь, позволит снизить шум автотранспортных средств и тем самым будет способствовать решению проблемы акустического загрязнения окружающей среды. Однако до настоящего времени такой методики не разработано и создание глушителей является трудоемкой работой по поиску его приемлемой конфигурации. В статье предложена методика подбора конфигурации диссипативных глушителей шума при ограничениях, налагаемых на их габаритные размеры. Особенность рассматриваемого подхода состоит в использовании интегрального показателя акустической эффективности (обобщенные потери передачи ОТЛ) глушителя-прототипа с безразмерными параметрами. Исследования проводились с помощью численных расчетов методом конечных элементов. В конечно-элементной модели диссипативного глушителя использовались акустические характеристики волокнистого звукопоглощающего материала, измеренные экспериментально. Задаваясь исходными данными, проектировщик с помощью полученных в работе номограмм может определить геометрические параметры глушителя, обеспечивающие достижение требуемых показателей акустической эффективности в заданном диапазоне частот при минимальном объеме глушителя, и таким образом решить задачу оптимизации. Разработанная методика позволит существенно сократить затраты времени при проектировании глушителей автотранспортных средств.

Ключевые слова: диссипативные глушители шума, обобщенные потери передач, звукопоглощающие материалы, метод конечных элементов, методика проектирования.

Numerical analysis and design of dissipative mufflers by the finite element method

L.S. Vorob'eva, A.I. Komkin

The development of a technique for designing noise mufflers with desired characteristics is an important and urgent problem. Having been developed, it will increase the efficiency of the designed acoustic mufflers, which, in turn, will reduce the noise of vehicles and thus contribute to solving the problem of noise pollution of the environment. However, since such technique has not been developed yet, the creation of mufflers and finding its acceptable configuration is a time consuming work. The paper proposes a method for choosing the configuration of dissipative noise mufflers under constraints imposed on their overall di-

mensions. The proposed approach implies introducing an integrated acoustic efficiency index (generalized OTL) for a muffler prototype with dimensionless parameters. The study was conducted numerically using the finite element method. The finite element model of the dissipative muffler uses acoustic characteristics of a fiber sound-absorbing material, which are measured experimentally. Having specified initial data and using the proposed nomographic charts, the designer can find geometrical parameters of the muffler corresponding to the required acoustic efficiency indices within a predetermined frequency band with a minimum muffler volume and thus solve the optimization problem. The developed method will significantly reduce the time required for designing mufflers of vehicles.

Keywords: dissipative muffler, overall transmission loss (OTL), sound absorbing materials, finite element method, numerical modeling, design.

Расчет диссипативных элементов глушителей шума, находящихся все большее применение для снижения газодинамического шума машин, приведен во множестве работ отечественных и зарубежных авторов [1–10]. Вначале для оценки акустической эффективности диссипативных глушителей использовались простые алгебраические формулы [1]. Позднее все большее применение стали находить аналитические и численные методы их расчета. Вместе с тем такие методы позволяют решать только прямую задачу — определение акустических характеристик глушителя заданной конфигурации. Однако решение обратной задачи, более важной на практике и по сути оптимизационной, по определению конфигурации глушителя с заданной эффективностью при его минимальном объеме или с максимальной эффективностью при заданном объеме не осуществлялось.

Оптимизация геометрических параметров глушителей шума не потеряла актуальности с развитием и распространением компьютерного моделирования, даже наоборот, обретает новые возможности, позволяя сократить затраты времени на подбор основных пространственных параметров и характеристик применяемых звукопоглощающих материалов (ЗПМ) перед началом численного расчета. При этом большая часть работ по оптимизации конфигурации глушителей относится к реактивным глушителям шума [11, 12], что объясняется на-

личием хорошо разработанных математических моделей, описывающих распространение шума в камерах расширения. И лишь в последние годы появились работы по оптимизации акустических характеристик комбинированных глушителей [13]. Оптимизация диссипативных глушителей шума — более трудоемкая задача, так как использование ЗПМ приводит к необходимости рассмотрения большого числа макро- и микропараметров самого материала.

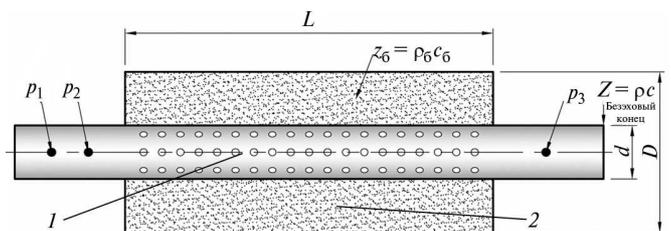


Рис. 1. Расчетная модель диссипативного глушителя:
1 — концентрическая перфорированная труба;
2 — камера расширения, заполненная ЗПМ

В качестве основной акустической характеристики глушителя и одновременно целевой функции при оптимизации в упомянутых выше работах авторы используют потери передачи TL . При этом стремятся к достижению этим показателем максимальных значений на определенных частотах. Потери передачи определяются через логарифм отношения звуковой мощности падающей волны на входе глушителя к звуковой мощности, прошедшей глушитель звуковой волны, при безэховой нагрузке на его выходе. Потери передачи глушителя достаточно просто можно оценить как экспериментально, так и расчетным путем, и потому наиболее часто используются при проведении исследований для оценки эффективности той или иной конфигурации глушителя. Они определяются методом трех точек, описанном в статье [14]. Схема вычислений потерь передачи этим методом представлена на рис. 1.

Используя найденные экспериментально в работе [15] значения комплексного характеристического импеданса $Z = X + iR$ и комплексной постоянной распространения $k = \alpha + i\beta$ для базальтового волокна, а также измеренные в этой работе значения сопротивления продуванию r для этого материала, были получены

аппроксимирующие выражения для этих характеристик, базирующиеся на полуэмпирических формулах Делани и Базлей [16]. На основании этого могут быть построены аппроксимирующие кривые для комплексной скорости звука c и комплексной плотности ρ , по следующим формулам [17]:

$$c_6 = \left[\frac{\omega\beta}{\alpha^2 + \beta^2} \right] + j \left[\frac{\omega\alpha}{\alpha^2 + \beta^2} \right];$$

$$\rho_6 = [(X\alpha + R\beta) / \omega] - j[(R\alpha - X\beta) / \omega].$$

С помощью этих параметров может быть описана среда в глушителе, образованная размещенным в нем ЗПМ. Полученные значения c_6 и ρ_6 на интересующем диапазоне частот сводятся в таблицы и приводятся в описании свойств среды тех конечных элементов, которыми заполнены полости с ЗПМ. Разбиение моделей на конечные элементы проводилось из соображения укладывания пяти элементов сетки на самой короткой длине волны в рассматриваемом диапазоне. В данной работе моделировался диссипативный глушитель. Диаметр патрубков оставался неизменным, $d = 40$ мм, а длина L и диаметр D глушителя варьировались. При этом модель равномерно разбивалась на конечные элементы размером 7 мм.

Для большей обобщенности получаемых результатов оптимизации и использования их в подборе отличающихся по габаритам и масштабам конструкций было решено определять акустические характеристики глушителя в виде зависимости от его безразмерных геометрических параметров, переходя, таким образом, к глушителю-прототипу. При этом целесообразно безразмерные параметры для глушителя-прототипа рассчитывать, выразив все геометрические размеры глушителя через диаметр его входного патрубка d . Выбранные безразмерные параметры являются общими как для реактивных, так и для диссипативных глушителей шума. К ним относятся: степень расширения $m = D^2/d^2$ и относительная длина $n = L/d$.

Значения потерь передачи TL были получены расчетами в программной среде SYSNOISE и последующей обработке в MathCAD для ряда моделей глушителей с различными значениями L и D , но с одинаковой плотностью набивки

материала $\rho_n = 110$ кг/м³, которая была выбрана на основе опыта эксплуатации базальта в выхлопных системах газодинамических систем как оптимальная с точки зрения достаточной акустической эффективности и слабой выдуваемости газовым потоком в глушителе.

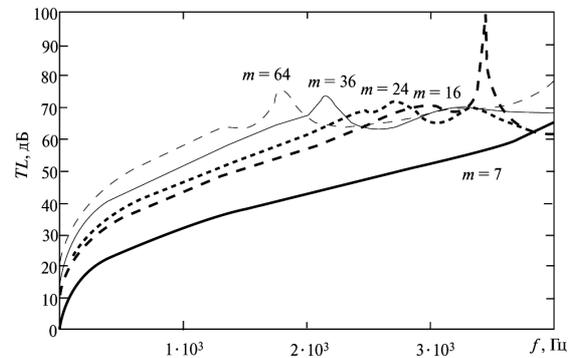


Рис. 2. Зависимости потерь передачи диссипативного глушителя от частоты f при $n = 24$ и различных степенях расширения канала m

Полученные численным расчетом зависимости потерь передачи TL диссипативного глушителя при его относительной длине $n = 24$ и различных степенях расширения m от частоты приведены на рис. 2. Представленные зависимости показывают, что потери передачи с повышением частоты, как и ожидалось, увеличиваются. Потери возрастают и с увеличением значения m . Однако при этом они растут лишь до определенного значения 60...70 дБ, достигая которого потери с дальнейшим увеличением частоты претерпевают лишь не слишком значительные флуктуирующие изменения. Причем, чем выше степень расширения канала m , тем раньше (при меньшей частоте) потери передачи достигают этого предела.

Для того чтобы характеристики потерь передач представить в еще более универсальном виде перейдем к безразмерной частоте $\mu = d / \lambda$, где λ — длина волны. Предельное верхнее граничное значение этого параметра μ_v , определяемое из условия распространения в патрубках глушителя только плоских звуковых волн, для патрубков круглого поперечного сечения составляет $\mu_v \approx 1,2$. Результат перехода от размерных параметров к безразмерным показан на рис. 3. Представленные кривые получены для глушителей со степенью расширения $m = 24$ и различными относительными длинами. Сле-

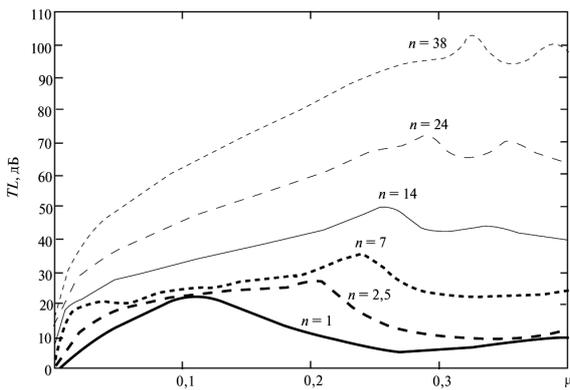


Рис. 3. Зависимости потерь передачи диссипативного глушителя от относительной частоты μ при $m = 24$ и различных относительных длинах n

дует отметить, что при этом потери передачи в зависимости от его относительной длины изменяются более сложным образом. При малых n , соответствующих коротким глушителям, когда $L/D < 0,4$, потери передачи имеют существенные локальные максимумы, что свидетельствует о имеющихся при этом резонансных свойствах таких глушителей, хотя они и не так ярко выражены, как в реактивных глушителях шума. С ростом n такие резонансные свойства пропадают и характер потерь передачи становится близким к представленным на рис. 2.

Однако по потерям передачи сделать заключения о комплексной эффективности глушителя на всем выбранном диапазоне частот нельзя; можно дать лишь оценку для каждой отдельно рассматриваемой полосы или частоты. С этой точки зрения целесообразно использовать интегральный показатель акустической эффективности глушителей, который позволяет оценить акустическую эффективность на всем частотном диапазоне. В качестве такого показателя в работе [12] предложено использовать обобщенные потери передачи OTL , определяемые формулой

$$OTL = -10 \lg \int_{f_1}^{f_2} W^2 G_n^2 \cdot 10^{-0,1TL} df, \quad (1)$$

где f_1, f_2 — соответственно нижняя и верхняя граничные частоты рассматриваемого частотного диапазона, Гц; W — весовая функция (при $W = 1$ имеем линейные обобщенные потери, а если в качестве весовой функции W взять A -коррекцию, используемую при определении уровней звука, то имеем взвешенные по шкале A обобщенные потери); G_n — нормированный

спектр звукового давления падающей волны на входе глушителя, фактически определяющий форму спектра входного звукового давления. Таким образом, обобщенные потери глушителя зависят не только от характеристик самого глушителя, определяемых потерями передачи TL , но и от формы спектра входного звукового давления и вида используемой весовой функции.

Как показано в работе [12], когда в рассматриваемом частотном диапазоне входной спектр является равномерно распределенным по частоте, подобно спектру белого шума, принимаем в (1) весовую функцию $W = 1$. Если потери передачи глушителя представлены в этом диапазоне N дискретными значениями, то формула (1) упрощается и принимает вид

$$OTL = -10 \lg \left(N^{-1} \sum_{i=1}^N 10^{-0,1TL_i} \right). \quad (2)$$

Целевой функцией при использовании обобщенных потерь передачи является их экстремум (максимум) OTL_{max} . Один из определяющих факторов, влияющих на результаты оптимизации, — выбор границ частотного диапазона, на котором в соответствии с (1) производится интегрирование потерь передачи глушителя.

Для различных n и m по формуле (2) с помощью конечно-элементной модели глушителя были рассчитаны OTL . Результаты расчетов для двух значений верхней безразмерной граничной частоты $\mu_b = 0,2$ и $0,8$ и дискретных m и n сведены в номограммы. При этом кривые, определяющие зависимости OTL от этих параметров, представленные в логарифмическом масштабе, носят линейный характер, т. е. линейно возрастают с увеличением m и n . Произведение mn может характеризовать линии равного относительного объема глушителя V (см. рис. 4, пунктирные кривые). На представленных номограммах видно, что при неизменности объема глушителя V значения OTL тем выше, чем больше степень расширения m и меньше относительная длина n . Кроме того, как следует из сравнения приведенных номограмм, при увеличении ширины рассматриваемого диапазона при неизменной нижней границе, значения OTL также растут, что необходимо учитывать при выборе значения μ_b .

С помощью представленных номограмм проанализируем возможность выбора параметров диссипативного глушителя, изначально

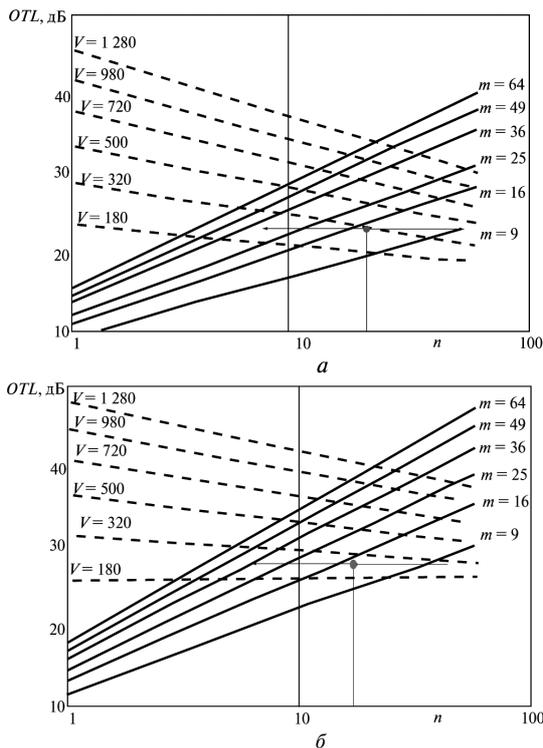


Рис. 4. Обобщенные потери передачи диссипативного глушителя (—) и линии равного объема (----):
 $a - \mu_b = 0,2; \quad b - \mu_b = 0,8$

имеющего размеры $d = 40$ мм, $D = 160$ мм, $L = 800$ мм. Этим размерам соответствуют следующие значения безразмерных параметров: $m = 160^2 / 40^2 = 16$, $n = 800 / 40 = 20$ и относительный объем $V = mn = 16 \cdot 20 = 320$. Ограничим верхнюю частоту рабочего частотного диапазона значением $f_b = 1600$ Гц, которому будет соответствовать значение безразмерного параметра $\mu_b = 0,04 / (340 / 1600)$. На соответствующей этому случаю номограмме, представленной на рис. 4, а, найдем точку с координатами $n = 20$ и $m = 16$, которой соответствует линия равного объема $V = 320$ и значение OTL порядка 24 дБ. Сохраняя данную акустическую эффективность глушителя, будем уменьшать его относительную длину, двигаясь по номограмме в горизонтальном направлении до пересечения с линией $m = 36$. Этой точке пересечения соответствует относительный объем глушителя $V \approx 250$, что существенно меньше первоначального объема $V = 320$. Двигаясь таким же образом в горизонтальном направлении в другую сторону, увеличивающую n , до пересечения с линией $m = 9$, приходим к относитель-

му объему глушителя $V = 500$, существенно больше первоначального. Отсюда следует вывод, что для минимизации объема глушителя при заданной акустической эффективности необходимо увеличивать степень расширения глушителя m , одновременно уменьшая его длину.

Рассмотрим номограмму, представленную на рис. 4, б, которая соответствует более широкому частотному диапазону с $\mu_b = 0,8$. Как и следовало ожидать, при тех же безразмерных параметрах глушителя, рассмотренных выше, обобщенные потери OTL существенно возрастают, достигая значения, немногим меньше 30 дБ. Вместе с тем при таком значении μ_b наклон линий равного объема с уменьшением относительного объема V также заметно уменьшается, так что линия $V = 180$ становится горизонтальной и тогда эффективность глушителя определяется только объемом глушителя и не зависит от соотношения между параметрами m и n . Следует ожидать, что при дальнейшем уменьшении относительного объема глушителя тангенс угла наклона прямых равного объема изменит свой знак на противоположный. В этом случае для минимизации объема глушителя при заданной акустической эффективности нужно снижать степень расширения глушителя m , одновременно увеличивая его длину.

При проектировании в качестве исходных данных задается требуемая акустическая эффективность глушителя OTL , а в качестве ограничивающих факторов — максимальные степень расширения m или относительная длина глушителя n . Так, задаваясь максимальным значением m , на соответствующей номограмме находим точку с ординатой, равной заданному значению OTL . Проекция из этой точки на ось абсцисс дает значение относительной длины глушителя. По известному значению диаметра патрубка переходим от относительных к абсолютным размерам и определяем искомую конфигурацию диссипативного глушителя.

Таким образом, используя представленные номограммы и задаваясь исходными данными, проектировщик может определить геометрические параметры глушителя, обеспечивающие достижение требуемых значений OTL в заданном частотном диапазоне при минимальном объеме глушителя. Аналогичным образом при заданном объеме глушителя и ограничении на один из его размеров можно определить гео-

метрическую конфигурацию глушителя с максимальной акустической эффективностью. При таком подходе оптимизировать конфигурацию глушителя можно без проведения аналитических или численных расчетов.

Литература

- [1] Алексеев С.П., Казаков А.М., Колотилов Н.Е. *Борьба с шумом и вибрацией в машиностроении*. Москва, Машиностроение, 1970, 208 с.
- [2] Astley R.J., Cummings A. A finite element scheme for attenuation in ducts lined with porous material: comparison with experiment. *Journal of Sound and Vibration*, 1987, vol. 116, no. 2, pp. 239–263.
- [3] Cummings A., Chang I.-J. Sound attenuation of a finite length dissipative flow duct silencer with internal mean flow in the absorbent. *Journal of Sound and Vibration*, 1988, vol. 127, no. 1, pp. 1–17.
- [4] Peat K.S. A transfer matrix for an absorption silencer element. *Journal of Sound and Vibration*, 1991, vol. 146, no. 2, pp. 353–360.
- [5] Wang C.-N. Numerical decoupling analysis of resonator with absorbent material. *Applied Acoustics*, 1999, vol. 58, no. 1, pp. 109–122.
- [6] Glav R. The transfer matrix for a dissipative silencer of arbitrary cross-section. *Journal of Sound and Vibration*, 2000, vol. 236, no. 4, pp. 575–594.
- [7] Kirby R. Transmission loss predictions for dissipative silencers of arbitrary cross section in the presence of mean flow. *Journal of Acoustical Society of America*, 2003, vol. 114, no. 1, pp. 200–209.
- [8] Selamat A., Xu M.B., Lee I.-J., Huff N.T. Analytical approach for sound attenuation in perforated dissipative silencers. *Journal of Acoustical Society of America*, 2004, vol. 115, no. 5, pp. 2091–2099.
- [9] Panigrahi S.N., Munjal M.L. Comparison of various methods for analyzing lined circular ducts. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, vol. 285, no. 4–5, pp. 905–923.
- [10] Яблоник Л. П. Моделирование акустических свойств диссипативных шумоглушителей. *Техническая акустика*, 2009, № 3. URL: <http://www.ejta.org> (дата обращения 15.03.2013).
- [11] Yeh L.J., Chang Y.C., Chiu M.C. GA optimization on multisegments muffler under space constraints. *Applied Acoustics*, 2004, vol. 65, no. 2, pp. 521–543.
- [12] Комкин А.И. Оптимизация реактивных глушителей шума. *Акустический журнал*, 2010, т. 56, № 3, с. 373–379.
- [13] Chiu M.C. Design of Hybrid mufflers on broadband frequencies using the genetic algorithm. *Archives of Acoustics*, 2011, vol. 36, no. 4, p. 795–822.
- [14] Bilawchuk S., Fyfe K.R. Comparison and implementation of the various numerical methods used for calculating transmission loss in silencer systems. *Applied Acoustics*, 2003, vol. 64, no. 9, pp. 903–916.
- [15] Комкин А.И., Юдин С.И. Акустический импеданс перфорированной перегородки в канале. *Сб. тр. XX сессии Российского акустического общества*. Т. 1. Москва, ГЕОС, 2008, с. 246–250.
- [16] Delany M.E., Bazley E.N. Acoustical properties of fibrous absorbent materials. *Applied Acoustics*, 1970, no. 3, p. 105–116.
- [17] Mehdizadeh O. Z., Paraschivoiu M. A three-dimensional finite element approach for predicting the transmission loss in mufflers and silencers with no mean flow. *Applied Acoustics*, 2005, vol. 66, no. 8, pp. 902–918.

References

- [1] Alekseev S.P., Kazakov A.M., Kolotilov N.E. *Bor'ba s shumom i vibratsiei v mashinostroenii* [Control of noise and vibration in mechanical engineering]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1970. 208 p.
- [2] Astley R.J., Cummings A. A finite element scheme for attenuation in ducts lined with porous material: comparison with experiment. *Journal of Sound and Vibration*, 1987, vol. 116, no. 2, pp. 239–263.
- [3] Cummings A., Chang I.-J. Sound attenuation of a finite length dissipative flow duct silencer with internal mean flow in the absorbent. *Journal of Sound and Vibration*, 1988, vol. 127, no. 1, pp. 1–17.
- [4] Peat K.S. A transfer matrix for an absorption silencer element. *Journal of Sound and Vibration*, 1991, vol. 146, no. 2, pp. 353–360.
- [5] Wang C.-N. Numerical decoupling analysis of resonator with absorbent material. *Applied Acoustics*, 1999, vol. 58, no. 1, pp. 109–122.
- [6] Glav R. The transfer matrix for a dissipative silencer of arbitrary cross-section. *Journal of Sound and Vibration*, 2000, vol. 236, no. 4, pp. 575–594.
- [7] Kirby R. Transmission loss predictions for dissipative silencers of arbitrary cross section in the presence of mean flow. *Journal of Acoustical Society of America*, 2003, vol. 114, no. 1, pp. 200–209.
- [8] Selamat A., Xu M.B., Lee I.-J., Huff N.T. Analytical approach for sound attenuation in perforated dissipative silencers. *Journal of Acoustical Society of America*, 2004, vol. 115, no. 5, pp. 2091–2099.
- [9] Panigrahi S.N., Munjal M.L. Comparison of various methods for analyzing lined circular ducts. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, vol. 285, no. 4–5, pp. 905–923.
- [10] Iablonik L.R. Modelirovanie akusticheskikh svoystv dissipativnykh shumoglushitelei [Acoustic modeling of dissipative silencers]. *Tekhnicheskaya akustika* [Technical Acoustics]. 2009, no. 3. Available at: <http://www.ejta.org> (Accessed 15 March 2013).
- [11] Yeh L.J., Chang Y.C., Chiu M.C. GA optimization on multi-segments muffler under space constraints. *Applied Acoustics*, 2004, vol. 65, no. 2, pp. 521–543.
- [12] Komkin A.I. Optimizatsiia reaktivnykh glushitelei shuma [Optimization of reactive mufflers]. *Akusticheskii zhurnal* [Acoustical Physics]. 2010, vol. 56, no. 3, pp. 373–379.
- [13] Chiu M.C. Design of Hybrid mufflers on broadband frequencies using the genetic algorithm. *Archives of Acoustics*, 2011, vol. 36, no. 4, pp. 795–822.
- [14] Bilawchuk S., Fyfe K.R. Comparison and implementation of the various numerical methods used for calculating transmission loss in silencer systems. *Applied Acoustics*, 2003, vol. 64, no. 9, pp. 903–916.
- [15] Komkin A.I., Iudin S.I. Akusticheskii impedans perforirovannoi peregorodki v kanale [Acoustic impedance of a perforated partition in the channel]. *Sbornik trudov 20 sessii Rossiiskogo akusticheskogo obshchestva*. [Proceedings of the 20 Session of the Russian Acoustical Society]. Vol. 1. Moscow, GEOS publ., 2008, pp. 246–250.
- [16] Delany M.E., Bazley E.N. Acoustical properties of fibrous absorbent materials. *Applied Acoustics*, 1970, no. 3, pp. 105–116.
- [17] Mehdizadeh O. Z., Paraschivoiu M. A three-dimensional finite element approach for predicting the transmission loss in mufflers and silencers with no mean flow. *Applied Acoustics*, 2005, vol. 66, no. 8, pp. 902–918.

Статья поступила в редакцию 25.06.2013

Информация об авторах

ВОРОБЬЁВА Любовь Сергеевна (Москва) — аспирант кафедры «Экология и промышленная безопасность». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: lvorobeva@bmstu.ru).

КОМКИН Александр Иванович (Москва) — доктор технических наук, доцент кафедры «Экология и промышленная безопасность». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: akomkin@mail.ru).

Information about the authors

VOROB'Yeva Lyubov' Sergeevna (Moscow) — Post-Graduate of «Ecology and Industrial Safety» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: lvorobeva@bmstu.ru).

KOMKIN Aleksandr Ivanovich (Moscow) — Dr. Sci. (Eng.), Associate Professor of «Ecology and Industrial Safety» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: akomkin@mail.ru).