

К ВОПРОСУ ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ ХАРАКТЕРИСТИК ПОРИСТОЙ РЕЗИНЫ ДЛЯ ВОЛНОВОГО ЗВУКОИЗОЛЯТОРА

Ю. А. Бурьян, Г. С. Русских

Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

Для определения характеристик распределённого волноводного гасителя гидродинамического шума необходимо знание величины модуля объёмной упругости материала, выполненного из пористой резины с наполнителем в виде металлических шариков, заполняющего пространство между податливой резиновой стенкой и жёстким корпусом.

В работе рассмотрен расчётно-экспериментальный метод определения модуля объёмной упругости такого материала.

Для цилиндрических образцов, пористость которых получена вспениванием в процессе вулканизации или вырубкой полостей в резиновом массиве экспериментально определена пористость, построены зависимости усилия и изменения объёма от величины перемещения.

Используя экспериментальные значения модуля Юнга и коэффициенты Пуассона для упругой среды, определена величина модуля объёмной упругости образца.

Ключевые слова: пористая резина, гидродинамический шум, волноводный гаситель, модуль объёмной упругости, частотный диапазон.

Введение

Задача снижения величины колебательной энергии, излучаемой в окружающую среду при распространении гидродинамического шума, решается, как правило, с помощью глушителей шума или облицовкой трубопровода шумопоглощающим материалом.

В качестве глушителя целесообразно рассмотреть волноводный звукоизолятор, представляющий собой дискретный набор одинаковых резонаторов типа «масса-упругость», расположенных по длине корпуса гасителя с шагом меньше длины волны. Известны различные конструкции волноводных звукоизоляторов с резонаторами Гельмгольца [1–4] или резонатором в виде упругих пластин [5–8]. В основополагающей работе [9] дано математическое обоснование использования дискретных колебательных систем, образующих волноводный звукоизолятор. В работе [10] приведены выражения для минимальной частоты,

при которой возможно распространение нормальной волны высшего порядка в трубе. Реализовать массовый импеданс можно, расположив вдоль оси трубы резонаторы с частотой много меньше частоты запирания волновода [11–13]. В этом случае резонаторы будут создавать близкий к нулевому акустический импеданс, и в случае присутствия на пути распространяющейся звуковой волны препятствия с нулевым акустическим импедансом волна отражается как от свободной границы.

В работах [14, 15] рассматриваются теоретические и экспериментальные исследования по определению возникновения и устранения пульсаций рабочей среды и гидродинамического шума в гидравлических системах с использованием различных конструктивных решений гасителей динамического шума.

В работе [16] предлагается организовать волноводный звукоизолятор как цепочку резонаторов «масса-упругость», заполнив пространство

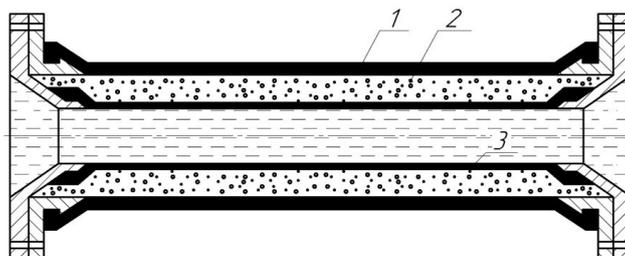


Рис. 1. Схема волнового звукоизолятора:
1 — участок трубы; 2 — наполнитель;
3 — резиновый шланг

Fig. 1. Wave soundproofing scheme:
1 — pipe section; 2 — filler;
3 — rubber hose

между корпусом трубы и расположенным внутри него резиновым шлангом с податливыми стенками пористой резиной с металлическими включениями.

Пористая резина может быть образована путём вспенивания в процессе вулканизации либо вырубкой воздушных полостей. Принципиальная схема участка трубопровода с распределённым глушителем гидродинамического шума показана на рис. 1.

В радиальном направлении корпус гасителя можно считать в первом приближении жёстким, вследствие чего при перемещении податливой стенки шланга 3 необходимо рассматривать модуль объёмной упругости наполнителя 2.

В пределах длины волноводного звукоизолятора наполнитель (пористая резина с металлическими включениями) и шланг с податливыми стенками можно рассматривать как цепочку резонаторов, расположенных близко друг от друга.

Известно [9], что в трубе с податливыми стенками волновое число k связано с параметрами трубы следующим выражением

$$k = k_0 \sqrt{1 + \frac{2\rho c_0^2}{\omega \cdot r \cdot Z} \cdot i}, \quad (1)$$

где k_0 — волновое число для волны в трубе с жёсткими стенками; ρ — плотность жидкости; c_0 — скорость звука в жидкости; ω — круговая частота; r — радиус трубы; Z — импеданс податливых стенок.

Если импеданс принимает отрицательные мнимые значения, то давление звуковой волны будет представлять колебания, затухающие в расстоянии x

$$P = P_0 e^{-|\xi|x} \cdot e^{i\omega t}. \quad (2)$$

Учитывая, что в рассматриваемой конструкции патрубка податливая стенка представляет собой набор колебательных систем «масса-жёсткость», то её импеданс, как отношение давления к скорости среды, определяется выражением [10]

$$Z = i \frac{c}{\sigma \cdot \omega} \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \right), \quad (3)$$

где m — масса; c — жёсткость; σ — площадь колебательной системы; $\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$.

Сравнивая (3) и (1), можно видеть, что для частот $\omega > \omega_0$ труба с податливыми стенками и набором колебательных систем будет работать как изолятор звука. Необходимо отметить, что в рассматриваемой схеме на рис. 1 имеется принципиальная возможность получить звукоизоляцию в широком диапазоне частот, применяя наполнитель 2 на рис. 1 с различными размерами пор и металлическими включениями из различных материалов (шарики из латуни и свинца).

Механическая жёсткость с одиночного резонатора масса — упругость определится из соотношения:

$$c = \frac{K \cdot \sigma}{l}, \quad (4)$$

где K — модуль объёмной упругости; l — длина резонатора.

Теория

Использование выражений (1) и (3) для оценки эффективности волнового звукоизолятора предполагает знание модуля объёмной упругости K пористой резины с наполнителем.

Один из возможных подходов к определению K для такой сложной среды, как пористая резина, изложен в работе [17]. В соответствии с [17] величина K может быть определена по выражению:

$$K = \frac{V_1 + V_2 + V_3}{\frac{V_1}{K_1} + \frac{V_2}{K_2} + \frac{V_3}{K_3}}, \quad (5)$$

где $K_1, K_2, K_3, V_1, V_2, V_3$ — модуль объёмной упругости, объём резины, воздушных полостей, металлических шариков соответственно.

Для резины модуль объёмной упругости K_1 лежит в пределах $1 \dots 3 \cdot 10^9$ Па, для латуни $K_3 = 1 \dots 1,36 \cdot 10^{11}$ Па. При адиабатическом процессе для воздуха можно принять

$$K_2 = n \cdot P, \quad (6)$$

где n — 1,4; для изотермической $n = 1,1$; P — давление в воздушной полости.

Если принять, что $P = 1$ атм, то $K_2 = 1,4 \cdot 10^5$ Па. Учитывая, что $K_1 \gg K_2$ и $K_3 \gg K_2$, выражение (5) можно записать в виде

$$K = K_2 \left(1 + \frac{V_1 + V_3}{V_2} \right). \quad (7)$$

При увеличении давления перекачиваемой жидкости в трубопроводе объём воздушных полостей будет уменьшаться согласно выражению $P \cdot V^{1,4} = \text{const}$ и зависимость $K(P)$ при начальном давлении P_0 и V_2^0 примет вид:

$$K(P) = 1,4P \left[1 + \left(\frac{V_1 + V_3}{V_2^0} \right) \left(\frac{P}{P_0} \right)^{0,7142} \right]. \quad (8)$$

Расчётно-экспериментальный метод определения величины K пористой резины с металлическими включениями предполагает изготовление цилиндрического образца с определением объёмов пор, резины и металлических включений и вычисление K по выражению (8).

Экспериментальный метод предполагает измерение модуля Юнга E и коэффициента Пуассона μ путём сжатия заданной силой и измерений изменений длины и диаметра образца. По измеренным значениям E и μ модуль объёмного сжатия K' вычисляется по выражению:

$$K' = \frac{E}{3(1 - 2\mu)}. \quad (9)$$

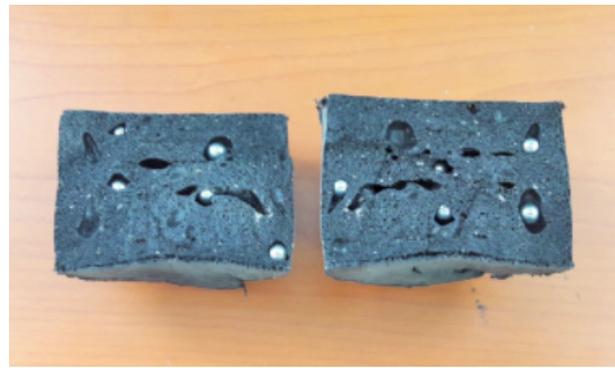
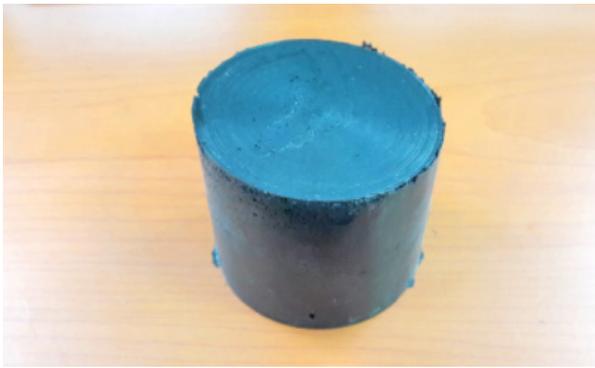


Рис. 2. Фотография образца пористой резины
Fig. 2. Photo of porous rubber sample

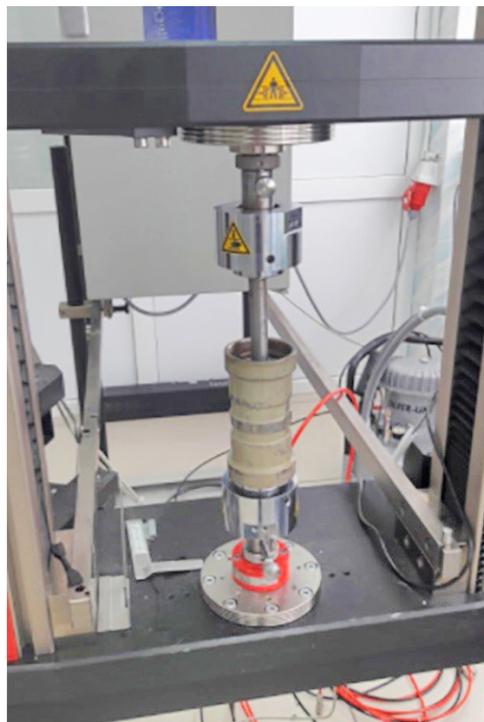


Рис. 3. Экспериментальная установка
Fig. 3. Experimental installation

Экспериментальная оценка характеристик фрагмента гасителя из пористой резины с металлическими включениями

Экспериментальное определение K — достаточно сложная техническая задача. В данной работе был использован следующий подход к определению модуля объёмного сжатия:

— изготовлены образцы пористой резины путём вспенивания с наполнителем из металлических шариков;

— экспериментально определена пористость образцов, которая составила 0,24–0,29;

— на испытательной установке Zwick/Roell снималась нагрузочная характеристика образца и измерялось изменение диаметра при нагружении;

— после обработки результатов экспериментов определялся модуль Юнга E и коэффициент Пуассона ν ;

— по экспериментально определённым E и μ вычислялись K по зависимости $K = \frac{E}{3(1-2\nu)}$.

Было изготовлено десять цилиндрических образцов пористой резины (вспененной) с металлическими шариками. Диаметр 45 мм ($S_0 = 2,375 \cdot 10^3 \text{ мм}^2$), высота $h = 39 \text{ мм}$. В образце 81 шарик.

Фотографии образца представлены на рис. 2. На рис. 3 показан вид экспериментальной установки.

В образцах 81 шарик $\varnothing 45 \text{ мм}$. Образцы испытывались на сжатие.

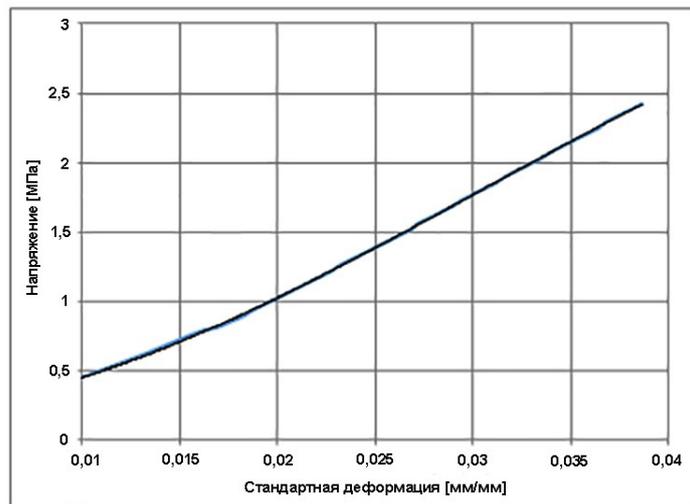


Рис. 4. Зависимость нагрузки от перемещения
Fig. 4. Load dependence on displacement

Для образца № 1 экспериментальное значение пористости составило 0,2474. График зависимости $F(\epsilon)$ представлен на рис. 4.

Серия измерений по определению коэффициента Пуассона ν показала, что для пористой вспененной резины с закрытыми порами среднее значение $\nu_{cp} \approx 0,2-0,3$.

Учитывая, что рабочий диапазон ϵ пористой резины в составе волноводного гасителя не превышает 0,1, модуль Юнга в соответствии с графиком на рис. 4 и с учётом предварительного сжатия на 32 Н составляет

$$E \approx \frac{7,6}{2,375 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 10^{-3}} = 6,4 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Зависимость упругой линии σ от ϵ аппроксимирована полиномом 3-го порядка:

$$\sigma(\epsilon) = -24,3\epsilon^3 + 2,32\epsilon^2 + 0,64\epsilon. \quad (10)$$

Модель всестороннего сжатия K для образца № 1 составляет:

$$K = \frac{E}{3(1-2\nu)} = \frac{6,4 \cdot 10^5}{3 \cdot 0,5} = 4,2 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Необходимо отметить, что при малом сжатии (0,5–1%) давление воздуха в полостях можно принять ~ 1 атм. При больших перемещениях возможно раскрытие полостей с воздухом по боковой поверхности цилиндрического образца, что значительно искажает результаты измерений.

Модуль всестороннего сжатия для пористой резины с металлическими включениями при известной величине пористости будет определяться по выражению (8).

Если принять, что $P = P_0 = 1,01 \cdot 10^5$ Па, то при пористости образца 0,2474 и коэффициенте $n = 1,1$ для изотермического процесса модуль всестороннего сжатия K определится по выражению (8):

$$K_u = 1,1 \cdot 1,01 \cdot 10^5 \left(1 + \frac{0,753}{0,247} \right) = 4,48 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Заключение

Серия экспериментов для 3-х образцов с пористой резиной и различными значениями пористости по определению E показала также хорошее совпадение результатов экспериментов с теоретическим расчётом K по выражению (8).

Таким образом, результаты работы показали, что для пористой резины с металлическими включениями при определении модуля объёмного сжатия K можно использовать экспериментальное определение величины пористости, а затем определять K при различных давлениях среды в трубопроводе по выражению (8).

Список источников

1. Залуцкая Р. Р., Миронов М. А. Экспериментальное исследование волноводного изолятора // Акустика среды обитания: сб. тр. конф. СПб., 2016. С. 75–79.
2. Горин С. В., Куклин М. В. Эффективность снижения низкочастотных колебаний в гидравлических системах резонаторами Гельмгольца // Вестник машиностроения. 2010. № 5. С. 70–72.
3. Цилькер Л. С. Применение волноводного изолятора для изоляции нормальной волны нулевого порядка в трубах // Акустический журнал. 1980. Т. 26, вып. 1. С. 127–131.
4. Лапин А. Д. Акустика неоднородных сред // Ежегодник РАО. 2011. Вып. 12. С. 487–488.
5. Пат. 2509252 Российская Федерация, МПК F 16 L 55/033. Глушитель гидродинамического шума в трубопроводе / Никишов С. Ю., Иванов В. Г., Брайнин Б. П. [и др.]. № 2012138848/06; заявл. 10.09.12; опублик. 10.03.14, Бюл. № 7.
6. Тютекин В. В. Моделирование звукопоглотителя, синтезируемого на основе механических резонаторов // Акустический журнал. 1997. Т. 43, № 5. С. 681–687.
7. Скворчевский Е. А., Усатый А. П. Гасители колебаний давления в гидравлических системах // Вестник машиностроения. 1980. № 4. С. 14–15.

8. Kibicho K., Sayers A. T. Experimental Measurements of the Mean Flow Field in Wide-Angled Diffusers: A Data Bank Contribution // *International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering*. 2008. Vol. 2, no. 7. P. 913–918.
9. Исакович М. А. *Общая акустика*. М.: Наука, 1973. 496 с.
10. Кашина В. И., Исакович М. А., Тетюкин В. В. Применение систем резонаторов для звукоизоляции волн нулевого порядка в трубах и других длинных линиях // *Морское приборостроение. Серия Акустика*. 1972. Вып. 1. С. 87.
11. Vujicic M., Crnojevic C. Calculation of the separation point for the turbulent flow in plane diffusers // *Mechanics, Automatic Control and Robotics*. 2003. Vol. 3, no. 15. P. 1001–1006.
12. Gravemeier V. Variational multiscale large eddy simulation of turbulent flow in a diffuser // *Computational Mechanics*. 2007. Vol. 39, Issue 4. P. 477–495. DOI: 10.1007/s00466-006-0044-y.
13. Sagar D., Paul A. R., Jain A. Experimental investigations of flow computational fluid dynamics investigation of turbulent separated flows in axisymmetric diffusers // *International Journal of Engineering, Science and Technology*. 2011. Vol. 3, no. 2. P. 104–109.
14. Канев Н. Г., Миронов М. А. Дипольный резонансный рассеиватель звука // *Акустический журнал*. 2003. Т. 49, № 3. С. 372–375.
15. Белов Г. О. [и др.]. Исследование процессов возбуждения и подавления пульсаций рабочей среды и гидродинамического шума в трубопроводных системах // *Известия Самарского научного центра РАН*. 2011. Т. 13, № 4. С. 178–184.
16. Бурьян Ю. А., Зубарев А. В., Поляков С. Н. О возможности создания распределённого глушителя гидродинамического шума в прямооточном резинокордном патрубке // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2018. Т. 2, № 1. С. 21–24. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-1-22-25.
17. Барабанова Л. П. [и др.]. *Эластомерные и композиционные материалы в шумопоглощающих судовых конструкциях: моногр.* СПб.: ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова, 2005. 178 с. ISBN 5-900703-89-4.
-
- БУРЬЯН Юрий Андреевич**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Основы теории механики и автоматического управления».
SPIN-код: 8395-0034
AuthorID (РИНЦ): 520699
AuthorID (SCOPUS): 56503883300
- РУССКИХ Григорий Серафимович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы теории механики и автоматического управления».
SPIN-код: 1057-2344
AuthorID (РИНЦ): 600867
AuthorID (SCOPUS): 57191032330
- Адрес для переписки: burian@omgtu.ru
- Для цитирования**
- Бурьян Ю. А., Русских Г. С. К вопросу об определении характеристик пористой резины для волнового звукоизолятора // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2019. Т. 3, № 1. С. 15–21. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-1-15-21.
- Статья поступила в редакцию 04.02.2019 г.**
© Ю. А. Бурьян, Г. С. Русских

ON QUESTION OF DETERMINING CHARACTERISTICS OF POROUS RUBBER FOR WAVE SOUND PROOFING

Yu. A. Burian, G. S. Russkikh

Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

To determine the characteristics of a distributed waveguide damper of hydrodynamic noise, it is necessary to know the magnitude of the modulus of the bulk elasticity of a material made of porous rubber with a filler in the form of metal balls filling the space between the pliable rubber wall and the rigid body.

The paper considers a computational-experimental method for determining the bulk modulus of such a material.

For cylindrical samples, the porosity of which was obtained by foaming in the process of vulcanization or cutting of cavities in the rubber massif, the porosity is experimentally determined; the relations of the force and volume change on the displacement are plotted.

Using the experimental values of the Young's modulus and Poisson's coefficients for an elastic medium, the magnitude of the bulk modulus of the sample are determined.

Keywords: flow divider, compressibility of the working fluid, flow and pressure of the working fluid of hydraulic systems.

References

1. Zalutskaya R. R., Mironov M. A. Eksperimental'noye issledovaniye volnovodnogo izolyatora [Experimental study of a waveguide insulator] // *Akustika sredy obitaniya. Akustika sredy obitaniya*. St. Petersburg, 2016. P. 75–79. (In Russ.).
2. Gorin S. V., Kuklin M. V. Effektivnost' snizheniya nizkochastotnykh kolebanij v gidravlicheskih sistemah rezonatorami Gel'mgol'tsa [Reducing low-frequency vibration in hydraulic systems by means of Helmholtz resonators] // *Vestnik mashinostroeniya. Mechanical Engineering Bulletin*. Moscow. 2010. No. 5. P. 70–72. (In Russ.).
3. Tsilker L. S. Primenenie volnovodnogo izolyatora dlya izolyatsii normal'noy volny nulevogo poryadka v trubakh [The use of a waveguide insulator for the isolation of a normal wave of zero order in pipes] // *Akusticheskij zhurnal. Akusticheskij Zhurnal*. 1980. Vol. 26, Issue 1. P. 127–131. (In Russ.).
4. Lapin A. D. Akustika neodnorodnykh sred [Acoustics of heterogeneous environments] // *Ezhegodnik RAO. Ezhegodnik RAO*. 2011. Vol. 12. P. 487–488. (In Russ.).
5. Patent 2509252 Russian Federation, IPC F 16 L 55/033. Glushitel' gidrodinamicheskogo shuma v truboprovode [A silencer of hydrodynamic noise in the pipeline] / Nikishov S. Yu., Ivanov V. G., Braynin B. P. No. 2012138848/06. (In Russ.).
6. Tyutekin V. V. Modelirovanie zvukopoglotitelya, sinteziruemogo na osnove mekhanicheskikh rezonatorov [Simulation of a sound absorber synthesized on the basis of mechanical resonators] // *Akusticheskij zhurnal. Akusticheskij Zhurnal*. 1997. Vol. 43, no. 5. P. 681–687. (In Russ.).
7. Skvorchevsky E. A., Usatij A. P. Gasiteli kolebanij davleniya v gidravlicheskih sistemakh [Pressure swing dampers in hydraulic systems] // *Vestnik Mashinostroeniya. Mechanical Engineering Bulletin*. 1980. No. 4. P. 14–15. (In Russ.).
8. Kibicho K., Sayers A. T. Experimental Measurements of the Mean Flow Field in Wide-Angled Diffusers: A Data Bank Contribution // *International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering*. 2008. Vol. 2, no. 7. P. 913–918. (In Engl.).
9. Isakovich M. A. *Obshchaya akustika* [General acoustics]. Moscow: Nauka Publ., 1973. 496 p. (In Russ.).
10. Kashina V. I., Isakovich M. A., Tetyukin V. V. Primeneniye sistem rezonatorov dlya zvukoizolyatsii voln nulevogo poryadka v trubakh i drugikh dlennykh liniyakh [Application of resonator systems for sound insulation of zero-order waves in pipes and other long lines] // *Morskoye priborostroyeniye. Seriya Akustika. Morskoye priborostroyeniye. Seriya Akustika*. 1972. No. 1. P. 87. (In Russ.).
11. Vujicic M., Crnojevic C. Calculation of the separation point for the turbulent flow in plane diffusers // *Mechanics, Automatic Control and Robotics*. 2003. Vol. 3, no. 15. P. 1001–1006. (In Engl.).
12. Gravemeier V. Variational multiscale large eddy simulation of turbulent flow in a diffuser // *Computational Mechanics*. 2007. Vol. 39, Issue 4. P. 477–495. DOI: 10.1007/s00466-006-0044-y. (In Engl.).
13. Sagar D., Paul A. R., Jain A. Experimental investigations of flow computational fluid dynamics investigation of turbulent separated flows in axisymmetric diffusers // *International Journal of Engineering, Science and Technology*. 2011. Vol. 3, no. 2. P. 104–109. (In Engl.).
14. Kanev N. G., Mironov M. A. Dipol'nyy rezonansnyy rasseivatel' zvuka [Dipole resonant sound diffuser] // *Akusticheskij zhurnal. Akusticheskij Zhurnal*. 2003. Vol. 49, no. 3. P. 372–375. (In Russ.).
15. Belov G. O. [et al.]. Issledovaniye protsessov voz-buzhdeniya i podavleniya pul'satsiy rabochey sredy i gidrodinamicheskogo shuma v truboprovodnykh sistemakh [Reassembling the processes of excitement and suppressions flow pulsation and dynamic noise in hydraulic systems] // *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN. Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*. 2011. Vol. 13, no. 4. P. 178–184. (In Russ.).
16. Burian Yu. A., Zubarev A. V., Polyakov S. N. O voz-mozhnosti sozdaniya raspredelennogo glushitelya gidrodinamicheskogo shuma v pryamotochnom rezinokordnom patrubke [On possibility of creating hydrodynamic noise distributed

silencer in single-flow rubber cord pipe] // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2018. Vol. 2, no. 1. P. 22–25. DOI: 10.25206/1813-8225-2018-2-1-22-25. (In Russ.).

17. Barabanova L. P. [et al.]. Elastomernye i kompozitsionnye materialy v shumopogloshchayushchih sudovyh konstrukciyah [Elastomeric and composite materials in noise absorbing ship structures]. St. Petersburg: KSRC Publ., 2000. 178 p. ISBN 5-900703-89-4. (In Russ.).

BURIAN Yuriy Andreevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Fundamentals of Theory of Mechanics and Automatic Control Department.

SPIN-code: 8395-0034

AuthorID (RSCI): 520699

AuthorID (SCOPUS): 56503883300

RUSSKIKH Gregory Serafimovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Fundamentals of Theory of Mechanics and Automatic Control Department.

SPIN-code: 1057-2344

AuthorID (RSCI): 600867

AuthorID (SCOPUS): 57191032330

Address for correspondence: burian@omgtu.ru

For citations

Burian Yu. A., Russkikh G. S. On question of determining characteristics of porous rubber for wave sound proofing // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2019. Vol. 3, no. 1. P. 15–21. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-1-15-21.

Received 4 February 2019.

© Yu. A. Burian, G. S. Russkikh