

О ВОЗМОЖНОСТИ СОЗДАНИЯ РАСПРЕДЕЛЁННОГО ГЛУШИТЕЛЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА В ПРЯМОТОЧНОМ РЕЗИНОКОРДНОМ ПАТРУБКЕ

Ю. А. Бурьян¹, А. В. Зубарев², С. Н. Поляков²

¹Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

²Федеральный научно-производственный центр «Прогресс»,
Россия, 644018, г. Омск, ул. 5-я Кордная, 4

В работе рассмотрена принципиальная возможность повысить эффективность резинокордных прямо-
точных патрубков с помощью организации в рамках единого конструктива с гибкой вставкой волно-
водного распределённого гасителя гидродинамического шума.

Показано, что заполнение пространства между корпусом патрубка и внутренней резиновой трубой
с податливыми стенками пористой резиной с металлическими включениями образует волноводный
гаситель звука.

На модельном примере определены границы частотного диапазона запираения звуковой волны
в рассматриваемом устройстве.

Ключевые слова: резинокордный патрубок, гидродинамический шум, волноводный гаситель, модуль
объёмной упругости, частотный диапазон.

Введение

Задача снижения колебательной энергии, из-
лучаемой в окружающую среду при распростра-
нении гидродинамического шума по системам трубо-
проводов, остаётся в настоящее время актуальной
проблемой.

Одним из эффективных способов решения этой
проблемы является включение в трубопроводную
систему гибких вставок. Наибольшее распростране-
ние среди гибких вставок получили резинокордные
прямоточные патрубки. Характеристики патрубков
с учётом заполняющей среды определяются матри-
цей сопротивлений размерностью 24×14 [1]; при
этом элементами матриц являются механические,
акустические, акустико-механические и механико-
акустические сопротивления.

От характеристик патрубков в значительной сте-
пени зависит их эффективность как виброшумо-
изоляторов, при этом в диапазоне частот 0 – 1000 Гц
предполагается, что в патрубке распространяются
только плоские волны, а фланцы рассматриваются
как жёсткие недеформируемые тела [1].

Результаты работ [1, 2] показали, что патрубки,
как виброшумоизоляторы, эффективны в достаточно
узкой низкочастотной полосе частот, а с ростом
частоты происходит значительное увеличение виб-
рационной жёсткости по отношению к жёсткости на
нулевой частоте.

На рис. 1 для примера показана вибрационная
жёсткость патрубка ПРН-50-4,0-1000 в радиальном
направлении.

Если учесть, что возмущение для патрубков
в области высоких частот в основном обусловле-
но гидродинамической турбулентностью потока
среды, то проблема повышения эффективности
гибкой вставки может быть решена совмещением
в одном конструктиве патрубка и глушителя гидро-
динамического шума.

В качестве глушителя целесообразно рассмо-
треть волноводный звукоизолятор, представляющий
собой дискретный набор одинаковых резонаторов
типа «масса-упругость», расположенных по длине
патрубка с шагом меньше длины волны. Известны
различные конструкции волноводных звукоизоля-
торов с резонаторами Гельмгольца [3] или резона-
тором в виде упругих пластин [4]. В основополага-
ющей работе [5] дано математическое обоснование
использования дискретных колебательных систем,
образующих волноводный звукоизолятор. В работе
[6] приведены выражения для минимальной частоты
 f , при которой возможно распространение нормаль-
ной волны высшего порядка в трубе радиуса a

$$f = 0,3 \frac{c}{a} \text{ (Гц)},$$

где c (м/с) — скорость звука в трубе, а реализовать
массовый импеданс можно, расположив вдоль оси
трубы резонаторы с частотой много меньше частоты

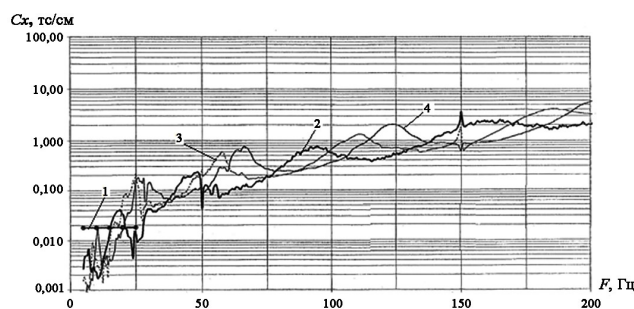


Рис. 1. Вибрационная жёсткость:

1 — требования; 2 — вода $P=0$;
3 — вода $P=2$ МПа; 4 — вода $P=4$ МПа

Fig. 1. Vibration rigidity:

1 — requirements; 2 — water $P=0$;
3 — water $P=2$ МПа; 4 — water $P=4$ МПа

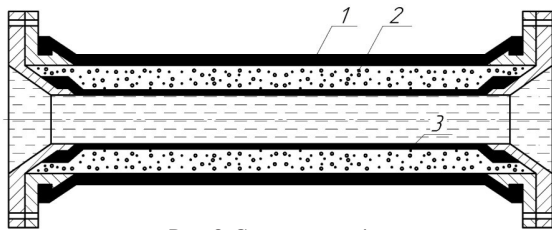


Рис. 2. Схема патрубка
Fig. 2. Branch pipe scheme

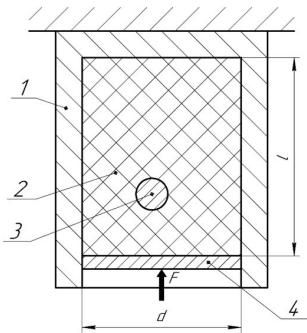


Рис. 3. Расчётная схема:

- 1 — жёсткий цилиндрический корпус;
 - 2 — пористая резина с модулем объёмного сжатия K ;
 - 3 — металлическое включение сферической формы;
 - 4 — невесомый поршень с площадью S ;
- $F = P \cdot S$ — усилие от звуковой волны с амплитудой давления P
- Fig. 3. Design model:
- 1 — rigid cylindrical body;
 - 2 — porous rubber with a modulus of dilation K ;
 - 3 — metallic inclusion of a spherical shape;
 - 4 — weightless piston with area S ;
- $F = P \cdot S$ is the force from a sound wave with a pressure amplitude P

запирания волновода. В этом случае резонаторы будут создавать близкий к нулевому акустический импеданс, и, если на пути распространяющей звуковой волны имеется препятствие с нулевым акустическим импедансом, волна отражается как от свободной границы.

Постановка задачи

В работе предлагается организовать цепочку резонаторов «масса-упругость», заполнив пространство между корпусом патрубка и расположенным внутри него гибким резиновым шлангом пористой резиной с металлическими включениями либо сэндвич из металлорезины и силиконовой резины с металлическими включениями.

Пористая резина может быть образована путём вспенивания в процессе вулканизации либо вырубкой воздушных полостей. Принципиальная схема патрубка с распределённым глушителем гидродинамического шума показана на рис. 2.

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

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

Известно [5], что в трубе с податливыми стенками волновое число k связано с параметрами трубы следующим выражением:

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

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

Если импеданс принимает отрицательные мнимые значения, то давление звуковой волны будет представлять колебания, затухающие в расстоянии x [5]

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

Учитывая, что в рассматриваемой конструкции патрубка податливая стенка представляет собой набор колебательных систем «масса-жёсткость», то её импеданс определяется выражением [6]

$$Z = -\frac{i\omega m}{S} + \frac{i \cdot c}{S\omega}, \quad (3)$$

где m — масса колебательной системы; c — жёсткость колебательной системы; S — площадь колебательной системы.

Если $\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$ — резонансная частота, то для импеданса можно записать:

$$Z = i \frac{c}{S \cdot \omega} \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right). \quad (4)$$

Сравнивая (4) и (1), можно видеть, что для частот труба с податливыми стенками и набором колебательных систем будет работать как изолятор звука. Необходимо отметить, что в рассматриваемой схеме на рис. 2 имеется принципиальная возможность получить звукоизоляцию в широком диапазоне частот, применяя наполнитель с различными размерами пор и металлическими включениями из различных материалов (шарики из латуни и свинца).

Теория

Для оценки частотного диапазона распределённого волнового глушителя гидродинамического шума рассмотрим одиночный резонатор, расчётная схема которого представлена на рис. 3.

Для примера будем полагать, что металлические шарики из латуни диаметром 5 мм равномерно распределены в наполнителе из пористой резины так, что $d = 10^{-2}$ м, а $l = 1,5 \cdot 10^{-2}$ м.

Масса латунного шарика составляет $7,2 \cdot 10^{-4}$ кг.

Для предварительной оценки модуля объёмного сжатия K такого сложного материала, как пористая резина, можно воспользоваться результатами работы [7], где модуль K определяется по выражению:

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

где V_1 — объём резины в образце; V_2 — объём полостей; K_1 — модуль объёмной упругости резины; K_2 — модуль объёмной упругости воздуха.

Например, для резины ИРП-1075, у которой в диапазоне частот 62–2500 Гц модуль сдвига G меняется мало и можно принять $G = 4,2 \cdot 10^6$ кг/с²м, а величина K_1 определится из выражения:

$$K_1 = \frac{G}{1 - 2\nu} = 2,1 \cdot 10^9 \text{ кг/с}^2\text{м},$$

где ν — коэффициент Пуассона.

Для воздуха можно принять, что $K_2 = 1,4 \cdot P_0$, где P_0 — давление в воздушной полости.

Если, для примера, принять, что $\frac{V_2}{V_1} = 0,3$, то вместо (5) можно записать:

$$K = \frac{1,3}{\frac{1}{K_1} + \frac{0,3}{K_2}}. \quad (6)$$

Произведём оценку резонансной частоты колебательной системы при давлениях среды в патрубке P_0 в 1 атм и 10 атм.

По выражению (6) получены значения

$$K = 6,05 \cdot 10^5 \text{ кг/с}^2\text{м} \text{ — для } P_0 = 1 \text{ атм};$$

$$K = 7,1 \cdot 10^6 \text{ кг/с}^2\text{м} \text{ — для } P_0 = 10 \text{ атм}.$$

Механическая жёсткость колебательной системы определяется по зависимости:

$$C = \frac{K \cdot S}{l}, \quad (7)$$

в соответствии с чем резонансная частота колебательной системы имеет вид:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}}. \quad (8)$$

Для давления среды 1 атм при принятых выше модельных значениях параметров $f_0 = 332$ Гц, а для давления 10 атм — $f_0 = 1,1 \cdot 10^3$ Гц.

Заключение

В работе показана принципиальная возможность создания в едином конструктиве с прямооточным резинокордным патрубком волноводного распределённого гасителя гидродинамического шума, что может придать патрубку новое качество и значительно повысить его эффективность. На модельном примере с заданной пористостью и объёмом металлических включений определён диапазон частот, при которых происходит загибание звуковой волны.

Для рассматриваемой конструкции реализация принципа волноводной звукоизоляции обеспечивает снижение пульсаций давления по длине шланга с податливыми стенками внутри патрубка. При дальнейшем исследовании этой сложной гидромеханической системы предполагается учесть, что в слое пористой резины с металлическими включениями могут возникать звуковые волны и в данном случае этот слой обладает свойствами звукопоглощающего материала. Можно ожидать достаточную эффективность звукопоглощения, учитывая сравнительно малое

значение эквивалентного модуля объёмного сжатия и значительную величину коэффициента потерь в резине.

Список источников

1. Попков В. И., Попков С. В. Колебания механизмов и конструкций. СПб., 2009. 490 с. ISBN 978-5-88718-060-9.
2. Кирюхин А. В., Мильман О. О., Птахин А. В. Снижение передачи вибрации от энергетических установок активными методами // Теплоэнергетика. 2017. Т. 64, № 12. С. 58–66.
3. Залуцкая Р. Р., Миронов М. А. Экспериментальное исследование волноводного изолятора // Акустика среды обитания. СПб, 2016. С. 75–79.
4. Пат. 2509252 Российская Федерация, МПК F16L 55/033. Глушитель гидродинамического шума в трубопроводе / Брайнин Б. П., Никишов С. Ю., Иванов В. Г. № 2012138848/06; заявл. 10.09.12; опубл. 10.03.14, Бюл. № 7.
5. Исакович М. А. Общая акустика. М.: Наука, 1973. 496 с.
6. 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. Сер. Акустика. 1972. Вып. 1. С. 87.
7. Барабанова Л. П. [и др.]. Эластомерные и композиционные материалы в шумопоглощающих судовых конструкциях: моногр. СПб.: ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова, 2000. 178 с.

БУРЬЯН Юрий Андреевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Основы теории механики и автоматического управления» Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

SPIN-код: 8395-0034

AuthorID (РИНЦ): 520699

AuthorID (SCOPUS): 56503883300

ЗУБАРЕВ Александр Викторович, кандидат технических наук, генеральный директор Федерального научно-производственного центра «Прогресс» (ФНПЦ «Прогресс»), г. Омск.

SPIN-код: 3360-4585

AuthorID (РИНЦ): 566709

ПОЛЯКОВ Сергей Николаевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), научный сотрудник лаборатории № 120 ФНПЦ «Прогресс», г. Омск.

SPIN-код: 3035-9506

AuthorID (РИНЦ): 686024

AuthorID (SCOPUS): 56711685000

Адрес для переписки: burian@omgtu.ru

Для цитирования

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. 22–25. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-1-22-25.

Статья поступила в редакцию 03.04.2018 г.

© Ю. А. Бурьян, А. В. Зубарев, С. Н. Поляков

ON POSSIBILITY OF CREATING HYDRODYNAMIC NOISE DISTRIBUTED SILENCER IN SINGLE-FLOW RUBBER CORD PIPE

Yu. A. Burian¹, A. V. Zubarev², S. N. Polyakov²

¹Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

²Federal Research and Production Center «Progress»,
Russia, Omsk, 5 Kordnaya St., 4, 644018

The paper considers the principal possibility to increase the efficiency of rubber-cord single-flow pipe branches with the help of an organization in the framework of a single construction with flexible insertion of a waveguide silencer absorber of hydrodynamic noise.

It is shown that the filling of the space between the pipe branch body and the inner rubber tube with flexible walls with porous rubber with metallic inclusions forms a waveguide sound silencer.

In the model example, the frequency range boundaries of the sound wave locking in the device under consideration are determined.

Keywords: rubber-cord pipe branch, hydrodynamic noise, waveguide silencer, bulk modulus, frequency range.

References

1. Popkov V. I., Popkov S. V. Kolebaniya mekhanizmov i konstruktivnykh [Mechanisms and structures oscillations]. St. Petersburg, 2009. 490 p. ISBN 978-5-88718-060-9. (In Russ.).
2. Kiryukhin A. V., Mil'man O. O., Ptakhin A. V. Snizheniye peredachi vibratsii ot energeticheskikh ustanovok aktivnymi metodami [Reducing vibration transfer from power plants by active methods] // *Teplenergetika. Thermal Engineering*. 2017. Vol. 64, no. 12. P. 58–66. (In Russ.).
3. Zalutskaya R. R., Mironov M. A. Eksperimental'noye issledovaniye volnovodnogo izolyatora [Experimental investigation of a waveguide insulator] // *Akustika sredi obitaniya. Akustika sredi obitaniya*. St. Petersburg, 2016. P. 75–79. (In Russ.).
4. Patent 2509252 USSR, MKI F 16 H 19/02; F 16 H 21/16. Glushitel' gidrodinamicheskogo shuma v truboprovode [Silencer of hydrodynamic noise in the pipeline]. Braynin B. P., Nikishov S. Yu., Ivanov V. G. No. 2012138848. (In Russ.).
5. Isakovich M. A. Obshchaya akustika [General acoustics]. Moscow: Nauka Publ., 1973, 496 p. (In Russ.).
6. Kashina V. I., Isakovich M. A., Tetyukin V. V. Primeneniye sistem rezonatorov dlya zvukoizolyatsii voln nulevogo poryadka v trubakh i drugikh dlinnykh 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.).
7. Barabanova L. P. [et al.]. Elastomernyye i kompozitsionnyye materialy v shumopogloshchayushchikh sudovykh konstruktivnykh [Elastomeric and composite materials in soundproof ship structures]. St. Petersburg: TSNII im. akad. A. N. Krylova Publ., 2000. 178 p. (In Russ.).

BURIAN Yuriy Andreyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Fundamentals of Theory of Mechanics and Automatic Control Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

SPIN-code: 8395-0034

AuthorID (RSCI): 520699

AuthorID (SCOPUS): 56503883300

ZUBAREV Aleksandr Viktorovich, Candidate of Technical Sciences, General Director of Federal Research and Production Center (FRPC) «Progress», Omsk.

SPIN-code: 3360-4585

AuthorID (RSCI): 566709

POLYAKOV Sergey Nikolayevich, Candidate of Technical Sciences, Researcher of the Laboratory No. 120, FRPC «Progress», Omsk.

SPIN-code: 3035-9506

AuthorID (RSCI): 686024

AuthorID (SCOPUS): 56711685 000

Address for correspondence: burian@omgtu.ru

For citations

Burian Yu. A., Zubarev A. V., Polyakov S. N. On possibility of creating hydrodynamic noise distributed silencer in single-flow rubber cord pipe // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2018. Vol. 2, no. 1. P. 22–25. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-1-22-25.

Received 03 April 2018.

© Yu. A. Burian, A. V. Zubarev, S. N. Polyakov