

ISSN 2412-8627

Vol. 1 No. 1

Noise

Theory and Practice

Scientific Journal



I
2015

Acoustic Design Institute

Noise Theory and Practice

Scientific Journal
Vol. 1 No. 1

The founder - LLC 'Acoustic Design Institute'
in cooperation with Baltic State Technical
University 'VOENMEH' named after
D. F. Ustinov

Editor-in-chief

Nickolay Ivanov, Professor
Doctor of Engineering Science
St. Petersburg, Russian Federation

Deputy Editor-in-Chief

Gennadiy Kurzev, Professor
Ph.D. of Engineering Science
St. Petersburg, Russian Federation

Members of the Editorial Board

Lyudmila Drozdova, Professor
Ph.D. of Engineering Science

Igor Zapletnikov, Professor
Doctor of Engineering Science
Donetsk, Ukraine

Ilya Tsukernikov, Professor
Doctor of Engineering Science
Moscow, Russian Federation

Sergio Luzzi, Professor
Florence, Italy

Vladimir Tupov, Professor
Doctor of Engineering Science
Moscow, Russian Federation

Andrey Vasilyev, Professor
Doctor of Engineering Science
Samara, Russian Federation

Alexander Tyurin, Professor
Doctor of Engineering Science
Izhevsk, Russian Federation

Natalya Tyurina
Doctor of Engineering Science
St. Petersburg, Russian Federation

Aleksandr Shashurin, Assist. Professor
Ph.D. of Engineering Science
St. Petersburg, Russian Federation

Location address of the Editorial office
3/5 1st Krasnoarmeyskaya street
St. Petersburg, Russian Federation
Phone 8 (812) 495-77-97
www.noisetp.com
e-mail: noise.science@gmail.com

Executive Secretary

Boyko Julia

Journal is registered in Federal service
for supervision of communications,
information technology, and
mass media

The certificate of registration
ЭЛ № ФС 77-61637

Contents

Chief Editor's Appeal

p. 2-3

RUS ENG

Ivanov N.I., Zapletnikov I.N.

Patterns of evolution of the noise characteristics of
machines

p. 4-11

RUS

Azimi Mariam, Azimi Mohammadreza

Noise mitigation in Buildings using sound absorbing
materials

p. 12-16

ENG

Chernov N.S., Muranovskiy V.P.

Development and research of the device for reduction
of vibration and noise in piping systems of power
plants

p. 17-21

RUS

Volkodaeva M.V., Levkin A.V., Demina K.V.

The use of noise maps of the city for selection of
management decisions about the regulation of road
traffic

p. 22-31

RUS ENG

Bulkin V.V., Kalinichenko M.V., Sal'nikov I.N.

About the possibility of the use of dual-chamber
acoustic screens-resonators to reduce noise

p. 32-41

RUS ENG

Interview

with Y.V. Smirnov - CEO of SMGSTROY - about
nondestructive quality control of the bored piles
manufacturing

p. 42-44

RUS

Kalinichenko M.V.

About the possibility of using acoustic screens, made
on the basis of Helmholtz resonators, to reduce noise

p. 45-54

RUS ENG

Korchagin A.B.

The device for protection against vibration

p. 55-63

RUS

Krivtsov S.I., Ramazanov T.A., Latypov V.M.

On the conditions of use of the wall panels
WALLKING criterion of sound insulation in housing
construction Russian

p. 64-69

RUS

Schelokov Y.

Calculation of airborne sound insulation for single-
layer plates

p. 70-76

RUS

Chief Editor's Appeal



*Nickolay Ivanov,
Doctor of Engineering Science, Professor
Baltic State Technical University 'VOENMEH' named
after D.F. Ustinov*

'Noise is a disaster of the modern world and undesirable product of the technical civilization'
(UNESCO)

The outstanding Soviet acoustics professor I.I. Kliukin wrote a book called 'The amazing world of sound'. It begins with the words: 'We live at the bottom of the ocean of air and are surrounded by sounds – mechanical vibrations, propagating through any elastic medium'. He wrote about the great role of sound in our life, technology and science. Acoustics is a branch of knowledge; it is the whole world that gives us benefits and joy, but sometimes troubles and harm.

Engineering acoustics is the science that is studying noise and sound vibrations and devises methods of controlling them. Scientific basics of engineering acoustics were laid in the second half of the twentieth century and its achievements find wide practical application nowadays.

There are many examples of such application. Possibilities of wide and efficient use of jet passenger airliners were implemented only after sufficient reduction of the noise emitted by them into the environment. Many city dwellers perceived marked noise reduction in their flats equipped with special soundproof windows. Comfort inside of a modern car is associated in the first place with low noise level. Every day we encounter examples of successes (or failures) of engineering acoustics – when we come down in the underground, go by tram, switch on the air-conditioner, vacuum cleaner or washing machine, awake in the night because of the roar of a motorcycle sweeping past our house. Engineering acoustics gave rise to such impressive facilities like multistory jet and turbojet engines test boxes dampening systems, tens of thousands kilometres of acoustic shields along the railways in the USA, Germany, Japan, Italy and other countries, and also mass anti-noise devices, for instance exhaust silencers of internal combustion engines, produced every year in hundreds of millions of items all over the world, and many other things.

When we ask ourselves a question, what is the primary goal of our modern civilization, we will venture to affirm that this goal is to improve human life, make life more comfortable. If it is so, then ecological safety, environment conservation are becoming almost main problems when reaching this attractive (but, unfortunately, impossible for all people on Earth) goal. The priorities of the civilization development have substantially changed during

the last decades. Famous German acoustics professor M. Heckle noticed that technologies with main trends of 'bigger, faster, higher' at the present stage changed to modern 'better, safer, quieter'.

R. Koch called noise 'the plague of the twentieth century'. This problem remains no less actual in the twenty-first century. Indeed, excessive noise is a real disaster of our civilization. There is an opinion that more than 30 percent of all the city dwellers' diseases are related to long-term influence of excessive noise: tiredness, rise of blood pressure, gastric ulcer, memory impairment, neuropsychic diseases. Intense noise can also lead to aggression, weakening of hearing and working efficiency slowdown.

Many journals dedicated to the problem of noise are published in the world. These are in the first place 'Journal of sound and vibration', 'International Journal of Acoustics and Vibration', 'Applied Acoustics', 'Journal of the Acoustical Society of America', 'Acoustical Physics' and others.

For many years we have been publishing in Russia the abstract journal 'The Noise', but its objectives were quite specific. It seems to me that publishing in our country a journal devoted to theory and practice of controlling noise and vibration under the aegis of the famous Baltic State Technical University 'VOENMECH' named after D.F. Ustinov is a good idea.

This idea was stated by the participants of the Fifth All-Russian scientific practical conference with international participation 'Excessive noise and vibration protection' (March 18-20th 2015, Saint-Petersburg) and my young colleagues-acoustics working at the 'Ecology and life safety' chair of our University. This idea was supported by the editorial board of our journal.

We are inviting professionals not only from our country, but also from abroad to cooperate with the Journal.

We are looking forward to your articles and notes. Our young journal called 'Noise Theory and Practice' is bravely shipping out into the sea of information with hope and enthusiasm.

Good luck!

Doctor of Engineering Science, Professor, Head of
Department 'Ecology and life safety' of the Baltic State
Technical University 'VOENMEH' named after
D.F. Ustinov, Honored Scientist of the Russian
Federation.

N.I.Ivanov

21st July 2015

Закономерности эволюции шумовых характеристик машин

Иванов Н.И.¹, Заплетников И.Н.^{2*}

¹ Зав. каф. экологии и БЖД, Балтийский государственный технический университет «Вонмех» им. Д. Ф. Устинова, РФ, Санкт-Петербург, ул. 1-я Красноармейская, д. 1

² Зав. каф. оборудования пищевых производств, Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского, РФ, г. Донецк, ул. Дубравная, д. 54

Аннотация

Представлены закономерности, описывающие эволюцию шумовых характеристик машин в период безотказной эксплуатации на примере оборудования пищевых производств. Обоснована деградация этих характеристик. Предложена методика их прогноза.

Ключевые слова: шумовая характеристика, оборудование, эволюция, прогноз, шумовой отказ.

Patterns of evolution of the noise characteristics of machines

Ivanov N.I.¹, Zapletnikov I.N.².

¹Professor, Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia

²Professor, Donetsk National University of Economics and Trade named after Mikhail Tugan-Baranovsky, Donetsk, Ukraine

Abstract

Article considers laws, which are describing the evolution of the noise characteristics of the machines during the trouble-free operation on the example of equipment for food production. Authors substantiated the degradation of these characteristics. Authors offered the technique of the forecast.

Key words: noise characteristics, equipment, evolution, prognosis, noise rejection.

Важнейшим современным научно-техническим направлением в машиностроении является соблюдение экологических требований, прежде всего по шуму и вибрации.

Шумовые характеристики (далее – ШХ) машин в виде уровней звуковой мощности по характеристике А и в октавных полосах частот ограничиваются национальными и межнациональными стандартами: техническими, санитарно-гигиеническими, строительными и другими нормативно-техническими документами, обеспечивающими выполнение экологических требований по охране окружающей среды.

Итоговый контроль ШХ машин осуществляется при сертификации машиностроительной продукции, после чего машины вводятся в эксплуатацию. В дальнейшем, санитарно-гигиенические службы контролируют лишь уровни шума в производственных и бытовых помещениях, сельском хозяйстве, строительстве, транспорте и др. Периодический или эпизодический контроль за заявленными ШХ машин в процессе их эксплуатации отсутствует.

Экспериментально в производственных условиях, а потом, тщательно, и в лабораторных условиях установлено, что ШХ машин нестабильны, а изменяются даже в период безотказной работы. Излучаемая звуковая мощность машин возрастает и

*E-mail: kb_iak@mail.com (Иванов Н.И.), oblagn@kaf.donnuet.dn.ua (Заплетников И. Н.)

может превысить допустимые нормы. В таком случае наступает «шумовой отказ». Это явление приводит к тому, что «шумовой отказ» может наступить раньше механического или электрического. Машина продолжает эксплуатироваться с нарушением экологических требований. Шумовое воздействие на оператора становится бесконтрольным и не допустимым.

Явление эволюции шумовых характеристик машин в период безотказной эксплуатации не нашло отражения в нормативной и технической литературе за исключением работ авторов [1, 2, 3] и их учеников.

Целью данного исследования является установление закономерностей изменения ШХ машин в период безотказной работы и выбор адекватных прогнозирующих моделей этих процессов.

Явление нестабильности ШХ машин изучалось на технологическом оборудовании пищевых производств. В производственных условиях эксперимент проводился на серийном технологическом оборудовании наиболее распространенных типов: тестомесильной машине ТММ-1М и машине очистки картофеля – МОК 250. Машины работали в типовых условиях эксплуатации.

Контроль ШХ проводился одним и тем же шумомером в течение 115 дней безотказной работы. Измерялся уровень звука и уровни звукового давления в октавных полосах частот, а также внешний шум в производственных помещениях. Временная характеристика шума, излучаемого машинами, постоянная. ШХ измерялись периодически при работе машины без нагрузки, в них закладывалась информация о влиянии реальных эксплуатационных условий на ШХ в период между измерениями и исключалась погрешность в момент измерений, которая возникала бы из-за неравномерной загрузки машины и изменчивости в определенных пределах свойств загружаемого продукта.

Результаты наблюдений за изменением ШХ во времени t обрабатывались на ПК с целью получения моделей скорректированных уровней звуковой мощности L_{PA} и уровней звуковой мощности в октавных полосах частот L_P . Использовался метод динамической регрессии [4] не только для построения моделей, но и для их прогнозирования. Собственно модели и ошибки прогноза оценивались моделями трех видов: МНК (метод наименьших квадратов), СС(1) (скользящего среднего первого порядка) и смешанная модель – авторегрессионная и скользящего среднего АРСС (1, 1) первого порядка. Отбирались модели, дающие наименьшую среднеквадратическую ошибку прогноза σ_n . Оптимальные модели приведены в таблице 1. Временные модели ШХ, как правило, линейные и лишь на средних частотах 500 и 1000 Гц уровни звуковой мощности оборудования изменяются со временем по криволинейной зависимости, представленной полиномом второй степени. Модели включают свободный член и член уравнения, учитывающий влияние временного фактора. Остальные члены уравнения учитывают процесс образования ошибки прогноза U , в формировании которой участвуют случайные независимо и нормально распределенные переменные v с нулевыми средними значениями и общей дисперсией.

Анализ моделей показывает, что скорректированный уровень звуковой мощности МОК-250 имеет тенденцию к увеличению, а у ТММ-1М остается практически стабильным. Тенденция к ухудшению ШХ у последней машины проявляется за более длительный промежуток времени работы. Аналогичная картина наблюдается на низких и средних частотах, однако на средних частотах у МОК-250 следует ожидать более значительного возрастания ШХ. На частотах 2 и 4 кГц у машины МОК-250 уровень звуковой мощности остается без изменений, а у ТММ-1М стремится к возрастанию. Модели ШХ исследуемых машин приведены в таблице 1

Таким образом ШХ стационарного технологического оборудования в процессе безотказной работы от начала эксплуатации стремятся к ухудшению, т.е. возрастанию излучаемой звуковой мощности. Преимущественно это проявляется у более легких машин. Величина изменения ШХ различна у разных машин.

Таблица 1.

Модели шумовых характеристик оборудования

Частота, кГц	Тип модели	МОК-250	σ_n	Тип модели	ТММ-1М	σ_n
A	CC(1)	$L_{PA}=0,0123t+79,399-0,9066v_{-1}+v$	0,718	ОМНК	$L_{PA}=84,077-0,0058t$	0,36
(0,125) низкая	APCC(1, 1)	$L_p=57,193+0,0471t+U$ $U=0,907U_{-1}=0,9799v_{-1}+v$	0,60	CC(1)	$L_p=73,747+0,00583t-0,902v_{-1}+v$	0,82
(0,5) средняя	CC(1)	$L_p=65,663+0,0185t-0,8957v_{-1}+v$	1,76	CC(1)	$L_p=80,144-0,0217t+0,0027t^2-0,904v_{-1}+v$	0,79
(4) высокая	CC(1)	$L_p=59,0-0,00075t-0,9054v_{-1}+v$	1,69	CC(1)	$L_p=67,45+0,0168t-0,893v_{-1}+v$	0,72

Наиболее четко проявилась тенденция к ухудшению ШХ в период безотказной работы при исследовании их изменения в лабораторных условиях на машине измельчения мяса МИМ-300. Исследованиями С.А. Соколова на специальном стенде по методике ускоренных испытаний производилось нагружение машины в соответствии с ее режимом работы за фиксированные промежутки времени и контролировались изменения ШХ [5]. Эти изменения представлены на рисунках 1-4.

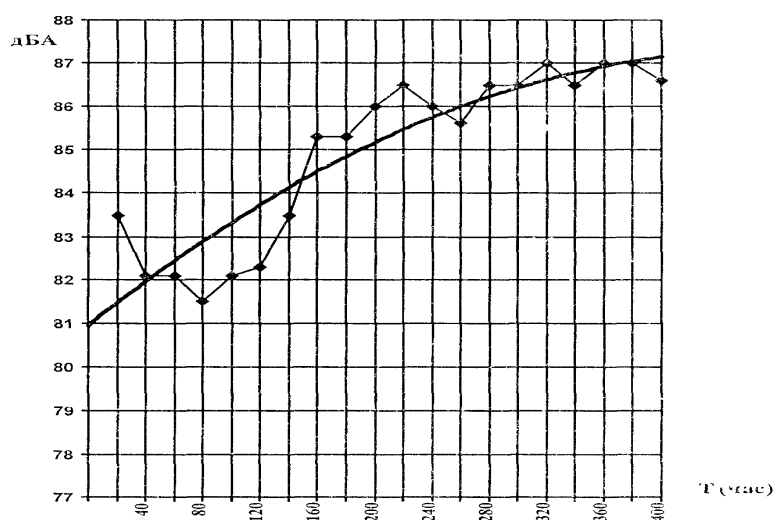


Рис. 1. Динамика значений уровня звука

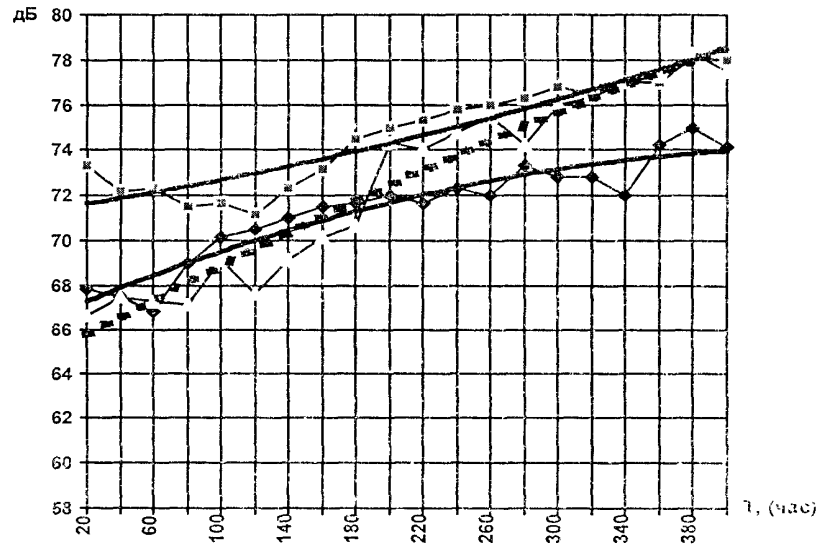


Рис. 2. Динамика уровней звукового давления для низких частот машины МИМ-300

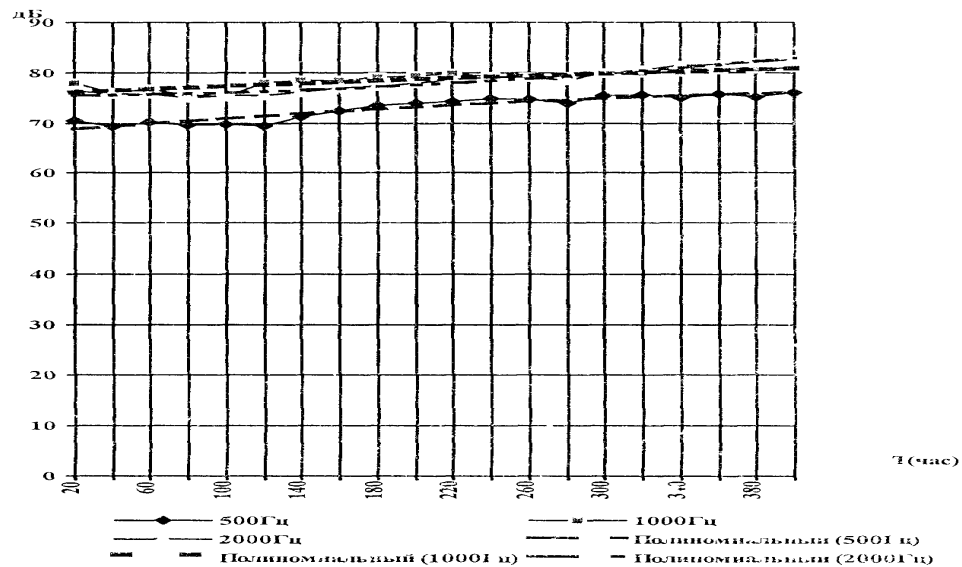


Рис. 3. Динамика уровней звукового давления для средних частот машины МИМ-300

Регрессионные модели изменения ШХ в период безотказной мясорубки МИМ-300 по уровню звука L_A и уровням звукового давления L_i в октавных полосах частот имеют вид

$$\left. \begin{aligned} L_A &= 80,398 + 0,5568t - 0,0112t^2 \\ L_{125} &= 71,411 + 0,22t + 0,0068t^2 \\ L_{500} &= 68,244 + 0,604t + 0,011t^2 \\ L_{4000} &= 70,07 + 0,1642t + 0,0075t^2 \\ L_{8000} &= 68,319 + 0,3866t + 0,0019t^2 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Результаты исследований и анализ полученных моделей свидетельствует, что ШХ машины МИМ-300 в период безотказной работы стремятся к возрастанию,

увеличению уровня изучаемой звуковой мощности как по скорректированному уровню, так и в октавных полосах частот. Степень эволюции ШХ различна у разнообразных машин. Она зависит от ряда взаимосвязанных факторов. К основным следует отнести конструктивные, качество изготовления и монтажа, характер и величину нагружения машин, трение, степень изнашивания их во времени, условия эксплуатации и др.

В связи с этим процесс эволюции ШХ машин изучался и моделировался стохастическими методами.

Одним из методов обеспечения надежной работы машин на стадии эксплуатации без возникновения «шумового отказа» является прогнозирование эволюции их ШХ [6].

Задачи прогнозирования в данном случае сводятся к получению оценки будущих значений изменения ШХ во времени на основе анализа уже имеющихся значений изменения ШХ машин. Исходными данными для прогнозирования эволюции ШХ являются уровни звуковой мощности по скорректированному уровню и в октавных полосах частот, определенные экспериментально на исследуемом образце.

Для определения ШХ исследуемого образца (машины очистки картофеля МОК-350) использовался технический метод ИСО 3743-2-94. Измерения проводились в реверберационных полях в помещениях с жесткими стенами с использованием шумомера I класса.

Существуют разные алгоритмы поисков закономерностей в существующих данных, но независимо от используемого метода, необходимо решить два вопроса: что является прогнозируемой величиной и что являются входными данными. В данном случае прогнозируемой величиной являются значения ШХ машины в интервале $[T(n+1), T(n+1)]$, где $T(n)$ – текущий момент времени, а f – интервал прогнозирования [6].

Наибольшую ценность для прогнозирования ШХ представляют адаптивные математические методы и методы статистического моделирования.

Нестационарные временные ряды значений ШХ можно трансформировать в стационарные путем взятия от исходного ряда разности соответствующего порядка d . Тогда к преобразованному ряду можно подобрать одну из рассмотренных ниже моделей.

Введем обобщенный авторегрессионный оператор

$$\varphi(B) = \Phi(B)(1-B)^d \quad (2)$$

где $\Phi(B)$ - стационарный оператор, тогда модель можно записать

$$\varphi(B)Z_t = \Phi(B)(1-B)^d = Q(B)a_t \quad (3)$$

$$\text{или } \Phi(B)W_t = Q(B)a_t, \text{ где } W_t = {}^d Z_t$$

На практике обычно $d = 0, 1, 2$.

Используем последнюю модель, наиболее общую: интегрированная модель авторегрессии скользящего среднего (АРИСС) порядка (p, d, q) .

Выбор и привязка АРИСС (p, d, q) к исходным ШХ лучше всего достигается с помощью трехстадийной процедуры, которая включает идентификацию, оценку и диагностическую проверку модели. После этого модель используется для прогнозирования.

Под идентификацией следует понимать использование наблюдаемых значений ШХ для определения подкласса экономных (с точки зрения количества параметров) моделей, среди которых находим адекватную исследуемому процессу.

Под оценкой понимается эффективное использование данных ШХ для получения численных значений параметров модели в предположении её адекватности процессу.

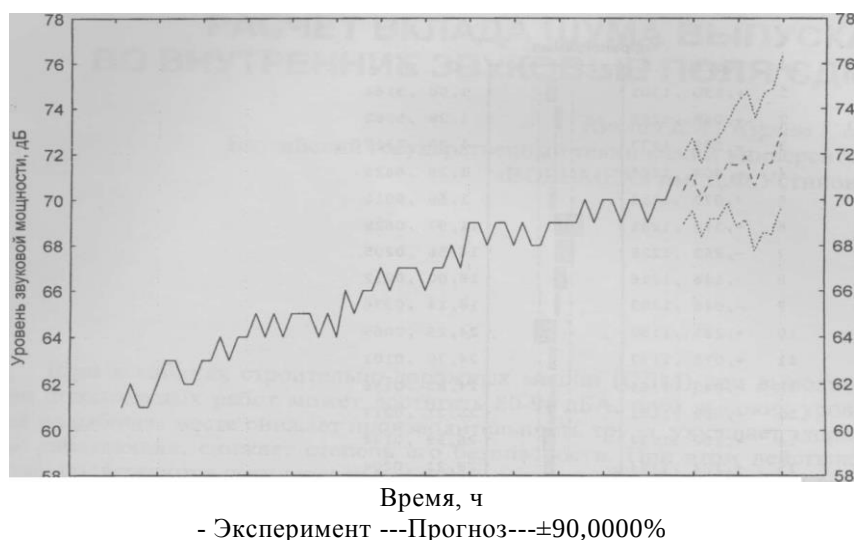


Рис. 4. Прогнозирование эволюции ВАХ на октавной частоте 1000 Гц

Диагностическую проверку адекватности модели исследуемому процессу проводит путем анализа значений автокорреляционных коэффициентов. После выполнения этих процедур модель можно использовать для прогноза.

Программа прогноза методом АРИСС реализована на ПК для прогнозирования эволюции ШХ на примере прогнозирования эволюции ШХ машины очистки картофеля типа МОК-350. Значения изменения ШХ во времени было определено путем проведения ускоренных испытаний. Прогнозирование эволюции ШХ машины МОК-350 методом АРИСС проводилось для октавной частоты 1000 Гц в пакете прикладных программ Statistica с использованием модуля Time Series/Forecasting (TS) – анализ временных рядов/прогнозирование [3].

Эволюция ВАХ прогнозировалась по уровням звуковой мощности на октавной полосе частот 1000 Гц на тринадцать шагов вперед (рис. 4).

Анализ полученных значений прогнозирования указывает на ухудшение ШХ на октавной частоте 1000 Гц через 78 часов работы машины на 8 дБ.

Адекватность полученной модели определяем с помощью коррелограммы.

Коррелограмма показывает численно и графически автокорреляционную функцию, другими словами коэффициенты автокорреляции (C_{огг}) и частную автокорреляционную функцию, точнее ее коэффициенты (S.E.) на 15 шагов прогноза значений ШХ (Lag). На сходимость модели указывают ее параметры Q и P.

Анализ коррелограммы (рис. 5) указывает на довольно высокие значения параметров Q и P и доказывают сходимость прогнозируемых значений ШХ с экспериментальными данными. На основе полученных результатов коррелограмм можно сделать вывод об адекватности прогноза ШХ. Таким образом, полученную модель можно использовать для прогноза.

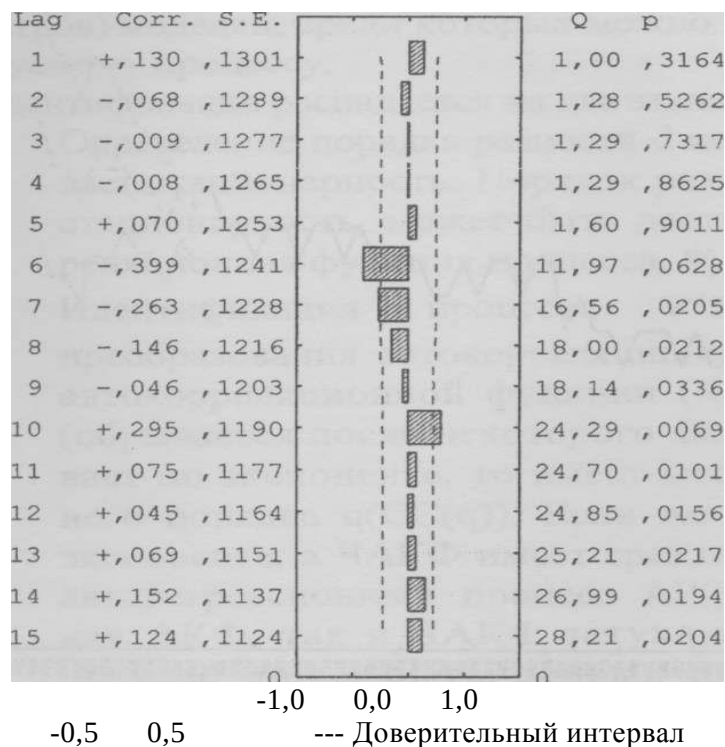


Рис. 5. Коррелограмма прогноза ШХ машины МОК-350

Имея информацию о реальном процессе изменения ШХ машины на этапе эксплуатации можно сделать обоснованный прогноз о времени наступления «шумового отказа» в будущем. Это позволит своевременно предупредить «шумовой отказ», а также управлять состоянием оборудования путем замены его элементов резервными или путем изменения рабочих режимов.

Заключение

1. Впервые научно обосновано и экспериментально подтверждено на примере машин пищевого оборудования явление деградации шумовых характеристик машин в период безотказной работы. Излучаемая звуковая мощность машин возрастает и может превышать допустимые нормы [7].

2. Изложенная методика позволяет установить время наступления «шумового отказа» и нормировать ШХ машин с учетом этого явления.

Список литературы

1. Заплетников И.Н. Моделирование виброакустических процессов технологического оборудования пищевых производств – Донецк: ДонГУЭТ, 2001. – 141с.
2. Zapletnikov I.N. Models of evolution of equipment noise performances// Proc. 6 th International symposium Transport Noise and Vibration 4-6 June. 2002. St. Petersburg, Russia. – 2002. – P. 55 – 62.
3. Иванов Н.И., Заплетников И.Н., Кириченко В.А. Прогнозирование эволюции виброакустических характеристик очистительного оборудования. Новое в теоретической и прикладной акустике: Сборник трудов школы-семинара с международным участием. – БГТУ, СПб., 2007.

-
4. Песаран М., Слейтер Л. Динамическая регрессия: Теория и алгоритмы. – М.: Финансы и статистика, 1984. – 310 с.
 5. Соколов С.А. Некоторые аспекты определения изменчивости шумовых характеристик торгово-технологического оборудования в условиях эксплуатации // Тем. сб. Торговля в условиях перехода к рыночным отношениям, - ДИСТ, - 1991. - с. 187-191
 6. Заплетніков І.М. Прогнозування еволюції віброакустичних характеристик обладнання харчових виробництв: монографія / І.М. Заплетніков, В.О. Кіріченко, Ю.В. Жидков – Донецьк: ДонНУЕТ, 2012. – 144 с.
 7. Иванов Н.И., Заплетников И.Н., Шубин А.А. Закономерность изменения уровня излучаемой звуковой мощности механизмов при их безотказной работе. Диплом № 455 на открытие, РФ, РАЕН, от 25.11.2013г.

Noise Mitigation in Buildings Using Sound Absorbing Materials

Azimi Mariam¹, Azimi Mohammadreza^{2*}

¹ Engineer, Faculty of Architecture Engineering, Maziar Royan Institute, Royan, Iran.

² Engineer, Faculty of New Sciences and Technologies, University of Tehran, Tehran, Iran.

Abstract

Noise, generally defined as undesirable sound, is characterized in terms of the pressure of the sound wave. The improvement on the human quality of life and the continuous growth in population in developing and developed societies, have exacerbated the environmental and financial issues. Some of these problems are noise and the different types of human and industrial wastes. Many natural products have been recently developed and tested for acoustic applications. Sound-absorbing materials absorb most of the sound energy striking them and reflect very little. Therefore, sound-absorbing materials have been found to be very useful for the control of room noise. In this study, sound absorption technology as an effective noise reduction technology buildings using sustainable acoustic absorbers, will be discussed.

Key words: Noise, Noise Reduction, Passive Techniques, Sound Absorption, Sustainable Material.

Introduction

The recognition of noise as a serious health hazard is a development of modern times. Too much noise obviously impairs our physical and mental existence and therefore it is reasonable to pursue Technology Assessment concerning noisy technologies [1-4]. In other words, noise has turned into one of the most important among the environmental factors on which industry sets down a big part of its efforts and concerns. The conflicts of interest associated with noise that arise from the operation of airports are well known.

Recently, passive mediums have been used extensively in the industry to reduce noise. Acoustical sustainable materials, either natural or made from recycled materials, are quite often a valid alternative to traditional synthetic materials [5]. The production of these materials generally has a lower environmental impact than conventional ones, though a proper analysis of their sustainability, through Life Cycle Assessment procedures, has to be carried out.

Airborne sound insulation of natural materials such as flax or of recycled cellulose fibres is similar to the one of rock or glass wool [6]. Many natural materials (bamboo, kenaf, coco fibres) show good sound absorbing performances; cork or recycled rubber layers can be very effective for impact sound insulation [7]. These materials also show good thermal insulation properties, are often light and they are not harmful for human health. Furthermore, many of these materials are currently available on the market at competitive prices [8].

Noise reduction techniques can be broadly classified as passive and active methods. Passive control involves reducing the radiated noise by energy absorption, while the active method involves reducing source strength or modifying acoustic field in the duct to obtain noise reduction. Active noise control is being used only at low frequencies [1]. At middle and high frequencies, active noise control is hard to implement because there are different phenomena of sound propagation. Thus, the main purpose of the active sound control is to provide higher noise reduction at low frequencies. While at higher frequencies standard solutions are applied, and they are based on the application of absorbing properties of the materials.

The absorbing materials, as such, are passive mediums that lower noise by disseminating energy and turning it into heat. Acoustic absorption depends on the frequency of the sound waves.

*E-mail: mariamazimi@gmail.com (first author), m_r_azimi1991@yahoo.com (second author)

In current study, a bibliographical review concerning the usage of acoustic absorbers on buildings noise reduction is presented.

1. Sound Absorbing Materials

Porous materials obtained from synthetic fibres, such as mineral wool(fig.1) or glass wool(fig.2), are commonly used for thermal insulation and sound absorption, because of their high performance and low cost. Their diffuse-field sound absorption coefficient is very high at mid-high frequencies. On the other hand, they have several cons: they can be harmful for human health if their fibres are inhaled, since they can lay down in the lung alveoli, and can cause skin irritation (as stated by the European Council Directive on dangerous substances 67/548/EEC [9] and subsequent amendments). Hence such materials must be adequately overlaid if directly exposed to the air. Viscous losses convert acoustic energy into heat as sound waves travel through the interconnected pores (or fibers) of the material. Because motion of the air through the porous material is necessary to dissipate acoustical energy, a material tends to be ineffective when placed close to a rigid boundary (where the particle velocity is zero) [10]. Effectiveness of absorption is directly related to the thickness of the material; absorbers are most effective when their thickness is between one-fourth and one-half the wavelength of the sound, with the maximum performance where the thickness is one-fourth the wavelength. This means that sound absorbers do a very good job at high frequencies, which have short wavelengths [11, 12].



Fig. 1. Porous materials obtained from mineral wool [13].



Fig. 2. Porous materials obtained from glass wool [14].

A majority of sustainable materials for noise control can be divided into three main categories:

- Natural materials;
- Recycled materials;
- Mixed and composited materials.

There is a great variety of natural fibres which can be used for thermal and acoustical applications. These are commercially available in the form of coconut, kenaf, hemp, mineralized wood fibres (Fig.3) [15].

2. Building Noise Reduction

At the scale of materials and building, noise pollution is taken into account besides a number of sustainability aspects. Designing and improving acoustic environment, on the other hand, is linked to a choice of particular building techniques and materials that imply different environmental performance more than acoustic performance. An aware design should mediate between these issues, which are sometimes contradictory [16].

It is possible to obtain sufficient insulation against impact noises between different living units by interposing an element with the capacity of dampening vibrations between the sources of the noise and the adjacent structures. As circumstances or conditions change, this element may be applied in various points: Between loadbearing structure and the screed, or between the screed and the flooring, as well as directly underneath the floor by creating a false ceiling [17].

Brekreira et. Al [18] present the data elements to develop a new processing route to transform elastomeric waste residue (particulates) into acoustic and thermal insulation materials that can compete with commercial products.

Oldham et. Al [19] present an examination of the acoustical characteristics of a range of natural fibres which has confirmed their effectiveness as porous sound absorbers and also the limitations of current models for predicting their performance. Examination of the acoustical performance of materials consisting of different configurations of whole reeds and straws has revealed that these also possess considerable potential for application as broadband sound absorbers with particularly good low frequency absorption characteristics. They concluded that the combination of natural fibres and whole reeds offer the possibility of developing a range of sustainable absorbers which act very effectively across the complete audio frequency range.

Article written by Ballesteros, et al. [20] explains about the noise which turn out through the construction activities is one of the main acoustic polluting essence for society. However, there is no particular standard for this activity, which validates its own effluent factors that make it phenomenon different from other operations. This experimental information's on construction sites have been measured through four averaging and integrating sound level meters with spectrum analyzer included and a sound calibrator. The factors of sound emission for experimental data has been differentiate as five stages (excavation stage, frameworks, installation stage, roof stage, stage of walls) each stage have been analyzed and compared with the standard level. The comparison among the values is to characterize the noise emission of the construction process. These stages of the construction process cannot be reasonably enviable regarding the spectra, except for the excavation stage, given that the only staggering thing is effect of the peak at low frequency. The results show that the measures for controlling the noise and the analysis of the acoustic impact which such activity produce in the concern specified area.

Conclusion

Many public housing sites are subject to severe noise impact from various sources many recycled materials, such as waste rubber, metal shavings, plastic, textile agglomerates can be used. It can be useful to mix various recycled materials of different grain size to obtain the desired performance. For this purpose a binder needs to be added in proper proportions. This paper presents a brief review about acoustic absorbers and their usage for building noise reduction.

References

1. Gorji-Bandpy, M., Azimi, M. (2012) «Technologies for Jet Noise Reduction in Turbofan Engines», Aviation, DOI:10.3846/16487788.2012.679770.
2. Gorji-Bandpy, M., Azimi, M. (2012) «Airframe Noise Sources and Reduction Technologies in Aircraft», Noise and Vibration Worldwide, Vol.43, No.9, pp.29-36.
3. Gorji-Bandpy, M., Azimi, M. (2013) «Passive Techniques for fan noise reduction in new turbofan engines: review», Journal of Science and Technology Review, Vol.6, Issue.1, pp.59-61.
4. Azimi, M., Ommi, F. (2012) «Using Microjets as an Efficient Technique for Jet Noise Reduction in High-Bypass Turbofan Engines», Journal of Mechanical Engineering and Technology, Vol.2, Issue.1, pp.49-53.
5. Gourdom, P.G., Arnavd, L. (2011) «Acoustical Properties of Material made of Vegetable Particles with Several Scales of Porosity», Applied Acoustics, Vol.72, pp.249-259.
6. Yang, H.S., Kim, D.J., Kim, H.J. (2003) «Rice straw-wood particle composite for sound absorbing wooden construction materials », Applied Acoustics, Vol.86, pp.117-121.
7. Schiavi, A., Pavoni Belli, M., Corallo, M., Russo, F. (2006), «Acoustic Performance characterization of Euronose» Tampere, Finland.

8. El Hajji, N., Mboumba-Mamoundou, B., Dheilily, R.M., Aboura, Z., Benzeggagh, M., Queneudec, M. (2011) «Development of Thermal insulating and Sound Absorbing agro-sourced materials from Auto Linked Flax-Tows», *Industrial Crops and Products*, Vol.34, pp. 921-928.
9. Dangerous Substances Directive (67/548/EEC), available at: [http://en.wikipedia.org/wiki/Dangerous Substances Directive %2867/548/EEC%29](http://en.wikipedia.org/wiki/Dangerous_Substances_Directive_%2867/548/EEC%29) (accessed May 20, 2015).
10. Japan Sustainable Building Consortium. (2003), *Manual of Comprehensive Assessment System for Building Environment Efficiency*.
11. Beranek LL, Ver IL. (1996), *Noise and vibration control engineering*. New York: Wiley.
12. Kibert, C.J., (1994) «Establishing Principles and a Model for Sustainable Construction», *Proceedings: the First International Conference on Sustainable Construction*, 6-9 November, Tampa, Florida, U.S.A.
13. Available at http://en.wikipedia.org/wiki/File:Rockwool_4lbs_per_ft3_fibrex5.jpg.
14. Available at : [http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/0/0c/CSIRO_ScienceImage_2175_Installing_Insulation Batts.jpg](http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/0/0c/CSIRO_ScienceImage_2175_Installing_Insulation_Batts.jpg).
15. Pervaiz M., Sain, M.M. (2003) «Carbon Storgae Potential in Natural Fiber Composites», *Conservation and Recycling*, Vol.39, pp.325-340.
16. Pederson, D. (2004) «Acoustic performance of building elements with organic insulation materials», 33rd *Internoise*, Prague.
17. Toyoda, E., Sakamoto, S., Tachibana, H. (2004) «Effects of room shape and diffusing treatment on the measurement of sound absorption coefficient in a reverberation room», *Acoustical Science and Technology*, Vol.25, No.4, pp.255-265.
18. Benkreira, H., Khan, A., Horoshenkov, K.V. (2011) «Sustainable acoustic and thermal insulation materials from elastomeric waste residues», *Chemical Engineering Sciences*, Vol.66, No.18, pp.4157-4171.
19. Oldham, D., Egan, C.A., Cookson, R.D., (2011) «Sustainable acoustic absrbers from the biomass», Vol.72, pp.350-363.
20. Ballesteros, M.J., Fernandez, M.D., Quintana, S., Ballesteros, J.A., Gonzales, I. (2010) «Noise emission evolution on construction sites, Measurement for controlling and assessing its impact on the people and on the environment», Vol.45, No.3, pp.711-717.

Устройство для снижения вибрации и шума в трубопроводных системах энергетических установок. Разработка и исследование

Чернов Н.С.¹, Мурановский В.П.^{2*}

¹ К.т.н., доцент, Тольяттинский государственный университет,
Самарская область, г. Тольятти, Белорусская, д. 14, РФ

² Начальник КБ, ООО Волжский машиностроительный завод (ВМЗ),
Самарская область, г. Тольятти, Северная ул., д. 111, РФ

Аннотация

Рассмотрены проблемы и пути снижения колебаний давления и вибрации в трубопроводных системах энергетических установок. Описаны теоретические основы виброгашения. Рассмотрена разработанная авторами конструкция устройства для снижения шума и вибрации в трубопроводных системах. Исследована и экспериментально проверена проблема снижения колебания давления и шума в сравнении с зарубежными аналогами, приведены показатели эффективности приведенного устройства. Применение разработанного и внедренного устройства для снижения колебаний давления в трубопроводных системах энергетических установок позволяет значительно снизить вибрацию, повысить эффективность, надежность и ресурс работы промышленного оборудования.

Ключевые слова: вибрация, шум, пульсации давления, трубопроводные системы, измерительные приборы.

Development and research of the device for reduction of vibration and noise in piping systems of power plants

Chernov N.S.¹, Muranovskiy V.P.²

¹ Candidate of technical Sciences, associate Professor, Togliatti State University, Togliatti, Russia

² Head of the design Bureau, ООО Volga Machine Works (VMW), Togliatti, Russia

Abstract

In this article were researched the problems and ways for reducing the pressure of fluctuations and vibration in piping systems of power plants. Also in this paper were described the theoretical basics of vibration damping. We considered the design of device for reducing noise and vibration in piping systems, which were designed by authors. In this work were studied and experimentally verified the problem of reducing vibrations pressure and noise in comparison with foreign counterparts, were showed indicators of effectiveness of the device. This device allows reducing the vibration significantly, improving efficiency and reliability and life operation of industrial equipment.

Key words: vibration, noise, pressure pulsations, pipeline systems, measuring instruments.

Введение

Надежность работы энергетических установок (ЭУ) и технологического оборудования (ТО) в значительной степени зависит от динамических свойств трубопроводных систем [1].

Возникающие при работе ЭУ низкочастотные пульсации давления при подаче теплоносителя по трубопроводу, являются источником интенсивной вибрации и могут вызвать разрушение трубопроводов и агрегатов, выход из строя измерительных приборов, а также могут приводить к аварии с тяжелыми последствиями [2].

Вибрации и шум являются наиболее распространенными и неблагоприятными вредными факторами, возникающими при эксплуатации ЭУ и ТО. Вибрация

*E-mail: N.Chernov@tltsu.ru (Чернов Н.С.), V.P.Muranovskiy@vaz.ru (Мурановский В.П.)

технологического оборудования воздействует в первую очередь на операторов, обслуживающих это оборудование, и характеризуется сравнительно высокими уровнями.

Шум как физическое явление представляет собой волновое колебание частиц воздуха или упругое колебание рабочей среды (в гидропневмосистеме), его возникновение и распространение обусловлены физическими процессами.

Борьба с вибрацией и шумом является острой проблемой при проектировании и эксплуатации ЭУ и ТО.

Большое раздражающее воздействие на операторов оказывает не только механическая, но и акустическая вибрация (шум), обусловленная колебаниями рабочей среды в трубопроводных системах, инициированными отрывающимися вихрями или турбулентными пульсациями данной среды. Значение акустической частоты колебаний зависит от номера моды (формы колебаний): самая низкая частота характерна для первой моды, более высокая частота – для второй, третьей и т. д.

Кроме того, акустическая частота зависит от формы, геометрических размеров, а также скорости звука в ней, и может быть подсчитана по следующему соотношению:

$$f_a = m \cdot W_{зв} / 2d \quad (1)$$

где f_a – акустическая частота;

m – номер моды;

$W_{зв}$ – скорость звука в межтрубной жидкости, м/с;

d – внутренний диаметр трубы, м.

Причем экспериментальные исследования показывают: пока возбуждающие частоты лежат в пределах до 20 % акустической частоты, возникает **громкий шум и акустическая вибрация**, совпадающая с собственной резонансной частотой любого элемента гидропневмосистемы, как правило, разрушающее его.

Единственным средством борьбы с шумом и вибрациями трубопроводных систем – это устройства, устанавливаемые в соответствующие магистрали: они превращают турбулентный поток газа или жидкости в ламинарный, т.е. поток, частота и амплитуда колебаний которого равны или близки к нулю.

Конструкции устройств, применяемых в отечественной промышленности и за рубежом, могут быть самыми разными: их выполняют в виде простейших вставок с небольшими отверстиями; регулировочных винтов и т. д., способных перемещаться в отверстиях; витых спиралей; наборов шайб с отверстиями и выфрезированными канавками, образующими сложные пространственные изломанные каналы и т. п. Но все они снижают вибрации и шум не более чем на 15-20 дБА.

Рассматриваемая проблема особенно актуальна для отраслей промышленности, применяющих измерительные приборы (манометры) в трубопроводных системах энергетических установок и технологического оборудования.

Рабочая среда – теплоноситель – в трубопроводах энергетических установок имеет ряд особенностей: высокие температуры и температурные градиенты, значительные скорости потока, высокие давления. В наиболее узких сечениях скорость жидкого теплоносителя достигает 14 м/с, газообразного – 100-150 м/с, давление 16-25 Мпа, температура 300-400°C. Процессы в главных циркуляционных трубопроводах характеризуются значительными нестационарными расходами теплоносителя и интенсивными волновыми и вибрационными нагрузками.

Вибрации могут стать причиной усталостных разрушений трубопроводов, элементов энергетических установок, в результате которых нарушается проектная степень герметичности проточных трактов и появляются значительные течи

теплоносителя. Поэтому каждый случай появления вибрации трубопроводов требует квалифицированного анализа и принятия технического решения по стабилизации колебания давления в трубопроводе.

Основными источниками вибрации трубопроводов в большинстве случаев являются динамические нагрузки и пульсирующий поток теплоносителя.

1. Методы проведения исследований

Для исследования авторами была разработана новая конструкция дроссельного устройства. Внедрение комплекса мероприятий по виброшумоглушению начинается с установки дроссельных устройств в гидропневмосистемах эксплуатируемого и проектируемого оборудования. Выбор того или иного устройства определяется необходимым уровнем снижения шума, его спектром и другими условиями. В гидросистемах оборудования, работающего под высоким давлением, например, при подаче рабочей жидкости или сжатого газа под высоким давлением к измерительным приборам (манометрам), чтобы дроссельные устройства оказывали противодействие потоку рабочей жидкости.

Колебания давления в гидросистемах приводят к сильным вибрациям и перегрузкам всех передаточных элементов оборудования и измерительных звеньев. Подключение измерительных приборов к гидропневмосистеме через дроссельное устройство обеспечивает сужение поперечного сечения прохода, противодействует колебаниям давления в системе и сглаживает их, что исключает ошибочные показания измерительных приборов, предотвращает их выход из строя и снижает уровень шума.

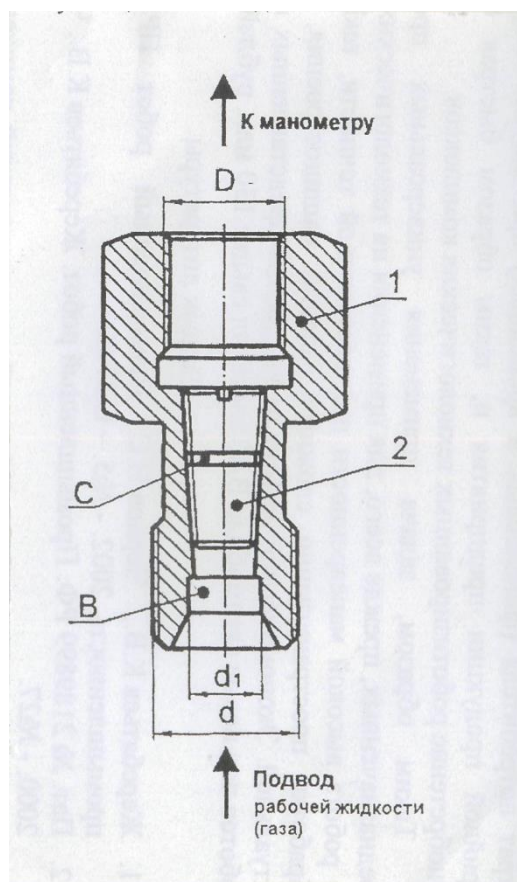


Рис. 1. Дроссельное устройство

1 – соединительный штуцер; 2 – резьбовая коническая вставка; В – полость для подачи рабочей среды; С – кольцевая канавка; D – подсоединительный размер к манометру; d – подсоединительный размер подвода рабочей среды; d₁ – условный проход.

Разработанная авторами конструкция дроссельного устройства показана на Рис. 1.

Дроссельное устройство состоит из соединительного штуцера 1 и плотно посаженной резьбовой вставки 2 в его коническое отверстие. Штуцер одним концом подсоединяется к измерительному прибору (манометру), а вторым к источнику давления [3].

Работает следующим образом.

Рабочая среда (жидкость или газ) под рабочим давлением подается к полости «В». Из этой полости она через винтовой проход резьбовой вставки попадает в кольцевую канавку «С», снова в винтовой проход и, на вход манометра. Благодаря такому переменному по гидравлическому сопротивлению пути пульсации, пики давления гасятся и тем самым снижаются резкие динамические нагрузки на механизмы ЭУ и ТО.

Отличием описываемого дроссельного устройства от традиционных является то, что дросселирование осуществляется путем изменения проходного сечения канала рабочей среды через винтовой проход резьбовой вставки. При этом значительно повышается эффективность дросселирования и **снижение уровня шума**.

Опытной проверкой разработанного дроссельного устройства установлено, что шаг резьбы вставки должен быть равен 0,5-0,75 мм, а угол конуса 1...3°.

Выполнение профиля резьбы с шагом 0,5-0,75 мм обеспечивает оптимальную развернутую длину винтового прохода для снижения и сглаживания пиков давления рабочей среды с высокой пульсацией.

Выполнение резьбовой вставки конусной с углом 1...3°, обеспечивает при сборке высокую герметичность за счет плотного прилегания плоскосрезанной вершины резьбы (0,2...0,4 мм) к конической поверхности соединительного штуцера и уменьшает утечки среды между соседними витками. Кроме того, при эксплуатации создается удобство разборки и сборки дросселя для промывки и очистки резьбовой вставки, тем самым обеспечивается надежность и ремонтпригодность устройства.

Кольцевая канавка «С» вставки гарантирует сочетание в ней ламинарного потока, образовавшегося в нижней части винтового прохода, с турбулентным, что повышает пропускную способность верхней части резьбы и скорость движения потока рабочей среды.

Рассматриваемый дроссель эффективен при давлении 0,4-40 МПа (4-400 кгс/см²). Диаметр его условного прохода составляет 4 мм, его эффект – снижение амплитуды колебаний давления на входе и выходе в 4-5 раз.

Таким образом, в рассматриваемом устройстве применено фактически ступенчатое дросселирование «резьба-канавка-резьба», которое выполняет задачу снижения вибраций и шума в 1,3-1,6 раза эффективнее (т. е. на 28-35 дБА), чем серийно выпускаемые дроссели, выпускаемые фирмами «WIKА» и «VDO-ОТА» (Германия).

Его технические характеристики:

- номинальное давление рабочей среды (жидкость, газ), МПа 40;
- диаметр условного прохода сечения, мм 4;
- снижение колебания давления на входе и выходе, раз 4...5;
- присоединительные размеры:

- к измерительным приборам (манометрам) (D) M12x1,5; M20x1,5;
- подвод среды к дросселю (d) M12x1,5; G1/4; G1/8
(Обозначения по ГОСТ 6357-81).

2. Результаты

Для сравнения эффективности разработанного дроссельного устройства с существующими аналогами, например, фирм «WIKА», «VDO-ОТА» (Германия) были проведены экспериментальные испытания на стендовом и действующем оборудовании. Результаты испытаний по эффективности сведены в Табл. 1.

Таблица 1

Показатели эффективности дросселей

Наименование фирм	Конструкция дросселя	А, дБА
«WIKА» (Германия)	Регулировочный винт $d=1,2$ мм	20,5
«VDO-ОТА» (Германия)	Витая спираль $l=25$ мм, $d=0,8-1$ мм	25,5
Разработка авторов	Коническая резьбовая вставка $l=25$ мм	32,5

Полученные результаты испытаний являются важными для оценки эффективности и эксплуатационной надежности применяемых конструкций дросселей в отраслях зарубежного и отечественного машиностроения.

Заключение

Разработанные дроссельные устройства обладают высокими акустическими и эксплуатационными характеристиками. Широко используются как для вновь практикуемого, так и при эксплуатации действующего технологического оборудования ВАЗа. А также, могут быть использованы в нефтяной и газовой промышленности.

Разработка и исследование направлены на отказ от закупки устройств по импорту.

Импортозамещение продуктов машиностроения. Экономический эффект от замены 1 единицы дроссельного устройства фирмы «WIKА» на отечественное составляет 400-450 руб. в зависимости от типа (в ценах на 01.12.2014г.).

Список литературы

1. Васильев А.В. Снижение вибрации и низкочастотного шума энергетических систем с использованием гасителей колебаний давления и активных компенсаторов / А.В. Васильев, А.И. Глейзер, Н.С. Чернов // Известия Самарского научного центра РАН. Специальный выпуск Т.11, №3 – Самара, 2009. – с. 327-328.
2. Шахматов Е.В. Возбуждение пульсаций давления в рабочей жидкости при вибрации трубопровода / Е.В. Шахматов, А.Б. Прокофьев, Т.Б. Миронова // Вестник СГАУ №2, Ч.2 Самара, 2006 – с. 161-164.
3. Патент 2117204 Российская федерация, МПК F 16K 47/06. Дроссельное устройство / Н.С. Чернов, В.П. Мурановский; заявитель и патентообладатель ОАО «АвтоВАЗ» – № 96112689/06., заявл. 25.06.96, опубл. 10.08.98, Бюл. № 22 – 4 с.: ил.

The use of noise maps of the city for selection of management decisions about the regulation of road traffic

Volkodaeva M.B.¹, Levkin A.V.², Demina K.V.^{3*}

¹ Professor, National mineral resources university (university of mines), Saint-Petersburg, Russia

² Postgraduate student, National mineral resources university (university of mines),
Chief engineer ecologist, LLC (IAEH), Saint-Petersburg, Russia

³ Postgraduate student, National mineral resources university (university of mines),
Engineer ecologist, LLC (IAEH), Saint-Petersburg, Russia

Abstract

The important problem is protection of population from high noise. This problem was discussed in the article. Also in the article was showed the necessity of the noise maps of the city for making correct management decisions is proved. There are presented data on the change in the number of vehicles on the territory of the European Union and Russia, information about noise levels in the territories along the roads in the cities of Russia, the algorithm for generating noise maps of the city. There were estimated noise levels generated by vehicles, in the Central part of the city of St. Petersburg for two scenarios: first on the basis of field studies on the composition and intensity traffic, second – on forecast of limiting vehicle traffic. Conclusion: restriction of movement of vehicles can reduce impact, noise, and values of the maximum concentrations near streets with restricted movement, but at the same time can increase the negative impact of the near streets, where will be redistributed transport stream. The decrease in the maximum ground level concentrations and levels of noise for such a big city like St. Petersburg will contribute to complex of environmental measures: improving fuel, classes environmental performance of vehicles, the development of the road network with traffic organization based estimate of environmental consequences of the proposed activities.

Key words: vehicles, intensity traffic, acoustic calculations, noise map of the city

Использование шумовых карт города для выбора управленческих решений по регулированию автотранспортных потоков

Волкодаева М.В.¹, Лёвкин А.В.², Демина К.В.^{3*}

¹ Профессор кафедры приборостроения НМСУ «Горный»,
г. Санкт-Петербург, Васильевский остров, 22-я линия, д. 1, РФ

² Аспирант кафедры приборостроения НМСУ «Горный»,
Главный специалист, ООО «ИПЭиГ», г. Санкт-Петербург, пр.Медиков, д.9, РФ

³ Аспирант кафедры приборостроения НМСУ «Горный»,
Ведущий инженер эколог, ООО «ИПЭиГ», г. Санкт-Петербург, пр.Медиков, д.9, РФ

Аннотация

Актуальность: в статье обсуждается актуальная проблема – защита населения от повышенного шумового воздействия. *Цель:* обоснование необходимости создания шумовых карт городов для принятия корректных управленческих решений. *Материалы и методы:* приводятся данные по изменению количества автотранспортных средств на территории Европейского Союза и России. Также представлена информация об уровнях шума на территориях вдоль автомобильных дорог, наблюдаемых в некоторых городах России. Приведен алгоритм создания шумовой карты города, который включает проведение натурных наблюдений состава и интенсивности автотранспортного потока, формирование электронной базы данных уровней звука от каждого автотранспортного участка, проведение

*E-mail: volkodaeva@atr-sz.ru (Volkodaeva M.V.), levkin@atr-sz.ru.com (Levkin A.V.), deminaksenia@atr-sz.ru (Demina K.V.).

акустических расчетов, анализ результатов расчетов с точки зрения соблюдения гигиенических нормативов. Результаты: оценены уровни шума в центральной части города Санкт-Петербург, создаваемого автотранспортом, как на основании натурных исследований о составе и интенсивности автотранспортного потока, так и прогнозные – при ограничении движения автотранспортных средств. Заключение: ограничение движения автотранспорта может способствовать снижению воздействия, как шумового, так и значений максимальных приземных концентраций вблизи улиц, на которых ограничено движение, но в то же время может привести к увеличению негативного воздействия вблизи улиц, на которые перераспределится автотранспортный поток. Снижению значений максимальных приземных концентраций и уровней шума для такого крупного мегаполиса, как город Санкт-Петербург, будет способствовать комплекс природоохранных мероприятий, направленных на улучшение топлива, класса экологичности автотранспортных средств, развитие улично-дорожной сети с организацией движения с учетом экологических последствий предлагаемых мероприятий при использовании шумовых карт.

Ключевые слова: автотранспорт, интенсивность, акустические расчеты, шумовая карта города.

Introduction

In the present time the noise impact is a topical ecological problem in cities. Motor vehicles are a major source of such impact. Roads are laid everywhere: in industrial areas and near apartment buildings. People who live near the roads are often subject to increased noise levels.

Noise pollution – is a form of physical pollution in which the noise level rises above the natural noise. The noise is disturbing, if it does not last long. But hearing organs may be damaged or the organism may die with prolonged noise exposure.

Noise not only affects hearing. Irritation of the noise transmitted to the central and vegetative nervous system through the fibers hearing nerve, and through them affects the internal organs. This leads to significant changes in the functional state of the body, affects the mental state, causes a feeling of anxiety and irritation. When there is pulse and irregular noise then the impact of noise increases.

Every year number of vehicles increased by more than 2 million units in the Russian Federation. In early 2014, Russia had more than 47 million vehicles (without trailers and semi-trailers). It is predicted that the number of vehicles by 2016 to increase by 11 million units. At the beginning of 2014 in Russia as a whole was 274 vehicles per 1000 people, in St. Petersburg – 308 cars per 1000 people in Moscow – more than 311 cars per 1000 people [1].

It should be noted that since 2007, when 15.5 million cars were registered, the number of new cars that are registered in the European Union, is reduced. In 2013, there were 11.8 million registered vehicles, this is 200,000 fewer units than in 2012. Approximately half of the countries of Europe the number of registrations decreased in 2013 compared with 2012, while in the other half of Europe, the number of registered vehicles has increased. The decrease registrations of new vehicle were in Cyprus (- 37%), the Netherlands (17 percent) and Romania (- 14%), whereas the highest growth of this indicator was recorded in the UK (11%), Portugal (10%) and Bulgaria (9.7%). The number of registrations of new vehicles decreased by 24% compared to 2007, by 80% in Greece, 54% in Spain, 48% in Portugal and 48% in Italy compared with 2007 [2].

However, despite some decline in newly registered cars, the number of cars per 1000 people of Europe is higher than in Russia. For example, the number of cars per 1000 inhabitants in France and Germany – 600, UK – 550, The Netherlands – more than 500 [3, 4]. The main findings of the European Environment Agency are presented below:

- noise pollution is one of the main ecological problems for health residents of Europe;
- road traffic is the most dominant noise source;

- every year in Europe not less than 10 000 cases of premature death are due to the noise in the environment;
- nearly 20 million adults had been irritated due to noise environment, and 8 million suffer from sleep disorders;
- every year environmental noise causes more than 900 000 cases of hypertension [5].

In the last decades the noise level has increased in the major cities by 10-15 dBA. In large urban the increase of noise is associated with increases of traffic intensity (up to 8,000 units/ hour), the power and capacity of transport, the introduction of new engines, etc. On the roads of Moscow, St. Petersburg and other large Russian cities the noise from traffic reaches 90-100 dBA during the day and even at night in some areas does not fall below 70 dBA. Excess noise levels are observed also in cities with smaller populations. In Arkhangelsk equivalent sound levels near residential buildings (12-18 meters from the road, traffic is about 2500 vehicles per hour) exceeded 11-18 dBA for daytime [6]. In Tyumen sound levels near the residential buildings, which are located at a distance of about 15 meters from the road, exceeded by 20,9 dBA for daytime [7]. Annual monitoring of measuring noise residential areas of Murmansk, near main transport routes, indicate a steady trend of increasing noise levels – in the daytime by 8-20 dBA during the night of 18-28 dBA. [8]

Sanitary standards for the territories of next to residential buildings are permissible equivalent levels of sound 55 dBA in daytime (from 7 to 23 h.), 45 dBA during the night (from 23 to 7 h.) [9].

In general, in Russia about 35 million people are exposed to significant of traffic noise.

In this connection currently protecting populations of high noise impact is important. According to the authors of one of the possible ways to solve the problem of high noise pollution – it is monitoring the situation on the basis of acoustic noise maps of cities, with a selection of the most effective measures to regulate noise pollution on the basis of model calculations of noise impact [10, 11].

1. The algorithm for generating noise maps of the city

This article describes an algorithm for creating a noise map of the city, based on data about structure and the intensity of road traffic flows, as well as the results of computational methods for assessing the changes of the noise pollution generated by road traffic in the city of St. Petersburg, taking into account certain restrictions of traffic in the central part cities.

The algorithm of the work was of the following stages:

- selection of the main roads with high traffic volume;
- monitoring structure and intensity of vehicular traffic with separate monitoring of trucks and diesel vehicles (including buses);
- exploring urban situation;
- the preparing of topographic map of the city in the geographic information system containing the following thematic layers: roads, buildings, taking into account the height, area with green spaces, hydrographic objects, etc.;
- stylization noise sources depending on sites with different intensity of vehicles and configurations of roads;
- set noise sources to the prepared topographic map;
- using specialized software, the creation of an electronic database of sound levels on each road section based on the parameters observing the intensity of motor vehicles;

- entry in the database of information about the buildings, their heights and sound absorption properties, which are barriers to sound propagation;
- acoustic calculations for two scenarios: the existing situation and taking into account activities;
- analysis of acoustic calculations and comparisons with hygienic standards.

Development of project recommends various methods of noise protection for detailed planning of residential areas: a method of zoning – the removal of sources of noise from objects, shielding of noise sources, etc.

2. The results of calculations of noise levels when the vehicular traffic will be limited in the central part of the city Saint Petersburg

Recently the question of limiting vehicular traffic in the city center of St. Petersburg is debated. For a substantiation such a decision are often used environmental factor. Organization of foot zones in the central, historic part of St. Petersburg is an important task requiring study and assessment of such decisions. The results of such an assessment, conducted by the authors, are given below.

At the beginning of research the real urban development situation and the boundaries of the study area were analyzed and road traffic flows on the main roads, located in the central part of the city, were measured.

The central part of St. Petersburg is the territory of the city, situated in the two administrative regions – Central and Admiralty – which is bounded on the west, north and east of the Neva River, and from the south – by-channel (Fig. 1a). The situation was modeled: in the central part of the city, between the river Neva and Fontanka (Fig. 1b), traffic is limited. The size of this area is 7 km² or 30% of the entire territory of the central part of the city.

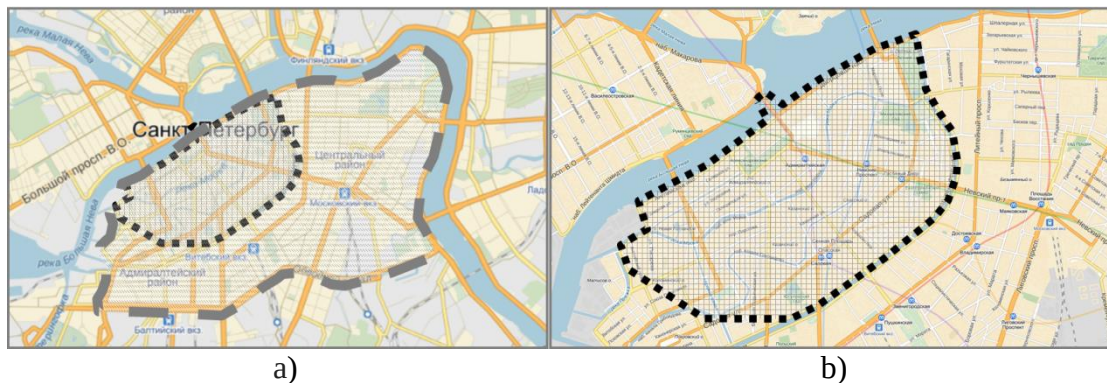


Fig.1 The central part of the city
a) (— — —) the central part of the city, b) (■ ■ ■ ■ ■) area of the city, which is supposed to limit the movement of vehicles

The maximum intensity of traffic in the central part of the city was 4,700 vehicles per hour – on the Nevsky Prospekt, the average rate – 2,150 vehicles per hour. Number of diesel cargo transport in the road transport stream was an average of 9%.

It was considered that the vehicles will move to nearby streets. It was also taken into account the maximum data throughput of streets. The model took into account the redistribution of traffic on 10 roads. The list of streets and data on changes in the characteristics of vehicles traffic is given in Table 1.

Table 1

Changes in the average intensity and speed if it will be possible limitation movement in the central part of St. Petersburg

№	Street name	Changing of average intensity	Changing of movement speed
1	Fontanka river emb.	an increase of 26%	a decrease of 20%
2	English emb.	an increase of 65%	a decrease of 43%
3	Sadovaya str.	a decrease of 94%	an increase of 20%
4	Bolshaya Morskaya str.	a decrease of 85%	an increase of 71%
5	Nevsky pr.	a decrease of 98%	an increase of 100%
6	Gorokhovaya str.	a decrease of 94%	an increase of 71%
7	Admiralteyskaya emb.	an increase of 65%	a decrease of 33%
8	Dvortsovaya emb.	an increase of 65%	a decrease of 25%
9	Decembrists travel	a decrease of 96%	an increase of 50%
10	Liteyniy pr.	an increase of 13%	a decrease of 25%

Figure 2 shows the location of the surveyed streets, changing the intensity of vehicles and noise sources.

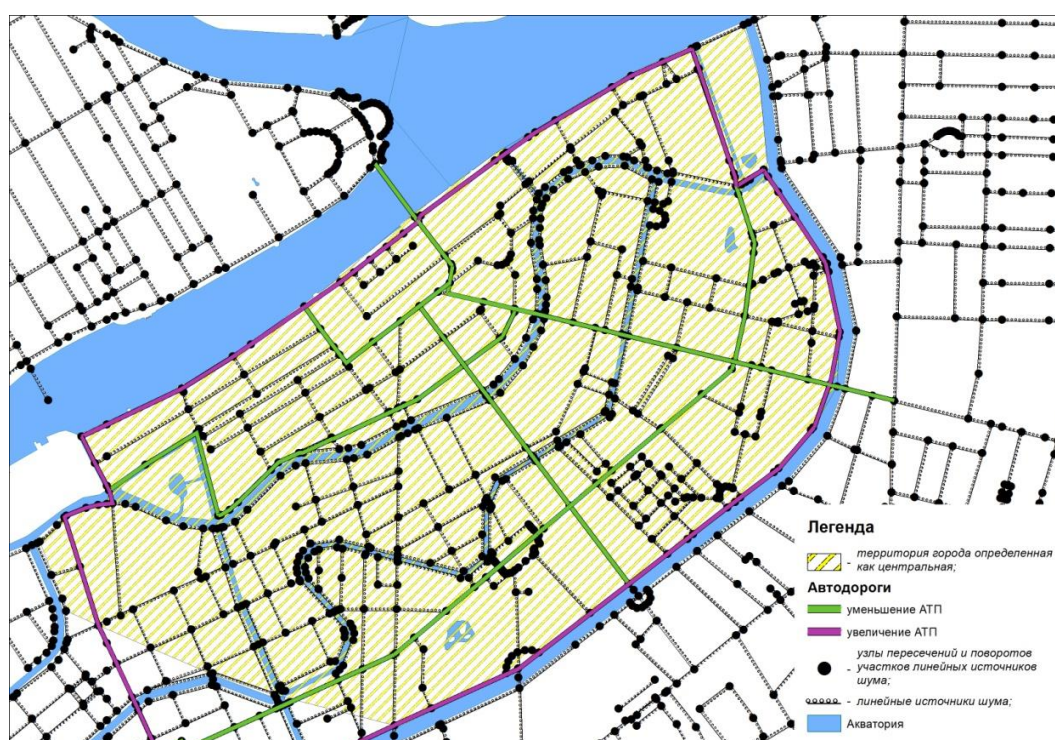


Fig.2 The location of the surveyed streets, changing the intensity of vehicles and noise sources

Table 2

Changes in the average intensity and speed, the noise characteristics of the example 2 streets

No	Object	Intensity, ed./hour	Average flow speed, km/h	Sound pressure levels (power, if R = 0), dB, in octave bands with geometric mean frequencies in Hz									La, dBA
				31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1	Nevsky pr. (existing situation)	4719	30	72,3	78,8	74,3	71,3	68,3	68,3	65,3	59,3	46,8	72,7
2	Nevsky pr. (a decrease of number vehicle)	100	60	68,9	75,4	70,9	67,9	64,9	64,9	61,9	55,9	43,4	69,2
	Changes	▼98%	▲10%	▼3,4	▼3,4	▼3,4	▼3,4	▼3,4	▼3,4	▼3,4	▼3,4	▼3,4	▼3,5
3	Fontanka river emb. (west side) (existing situation)	1338	40	72,0	78,5	74,0	71,0	68,0	68,0	65,0	59,0	46,5	72,3
4	Fontanka river emb. (west side) (an increase the number of vehicle)	1692	30	73,1	79,6	75,1	72,1	69,1	69,1	66,1	60,1	47,6	73,4
	Changes	▲20%	▼25%	▲1,1	▲1,1	▲1,1	▲1,1	▲1,1	▲1,1	▲1,1	▲1,1	▲1,1	▲1,1

The noise maps as well as noise levels at the control points located in residential areas near roads and in yard territories were obtained for two scenarios: first on the basis of field studies on the composition and intensity traffic, second – on forecast of limiting vehicle traffic.

Results: The equivalent sound levels near residential buildings (buildings located at a distance of 5-10 m from the road) before conducting traffic restrictions higher sanitary standards at 10 - 19 dBA for the daytime [9]. Noise levels decreased by approximately 5 dBA after limit the movement of vehicle. But it's not enough. Hygienic standards for daylight hours are not complied with, the standards are exceeded by 3,7 - 16,7 dBA (Fig. 3 - 5). In the central part of the city are arranged low-rise buildings, width of pavement – about 3 - 6 meters high traffic vehicles. Noise occurring on the roadway highway extends not only to the territory of the residential buildings, but also deep into the residential area.

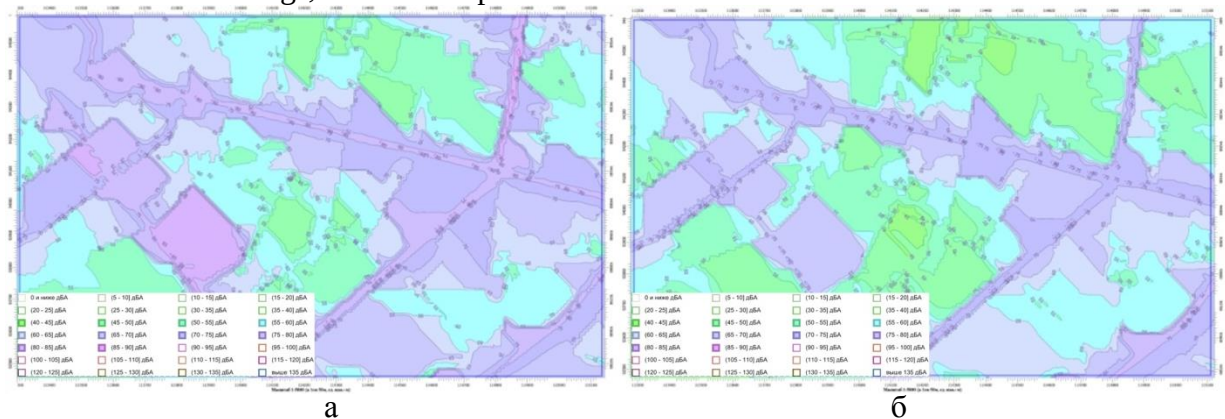


Fig. 3 Noise map of the downtown area
(a) the existing situation, (b) subject to the restrictions of movement

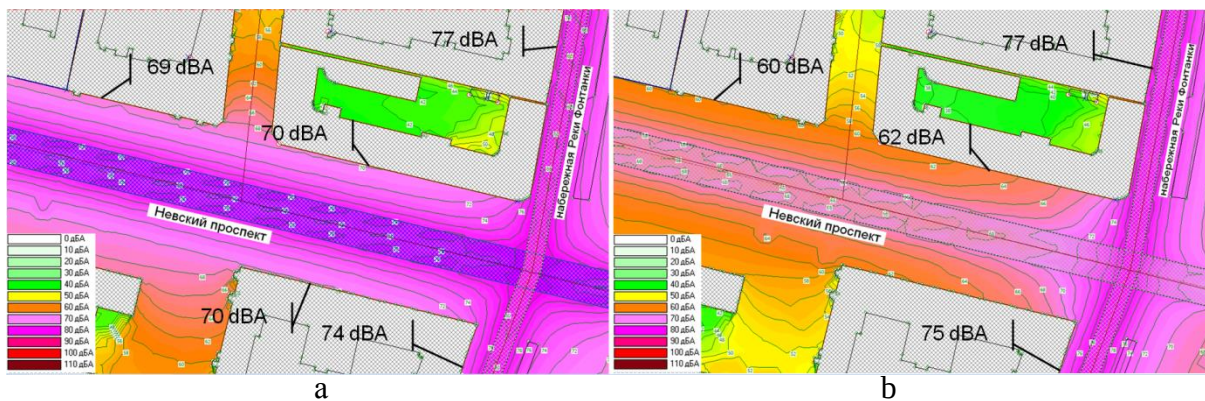


Fig. 4 Fragment the noise maps near the Nevsky Prospekt and the Fontanka River
(a) the existing situation (b) subject to the restrictions of movement

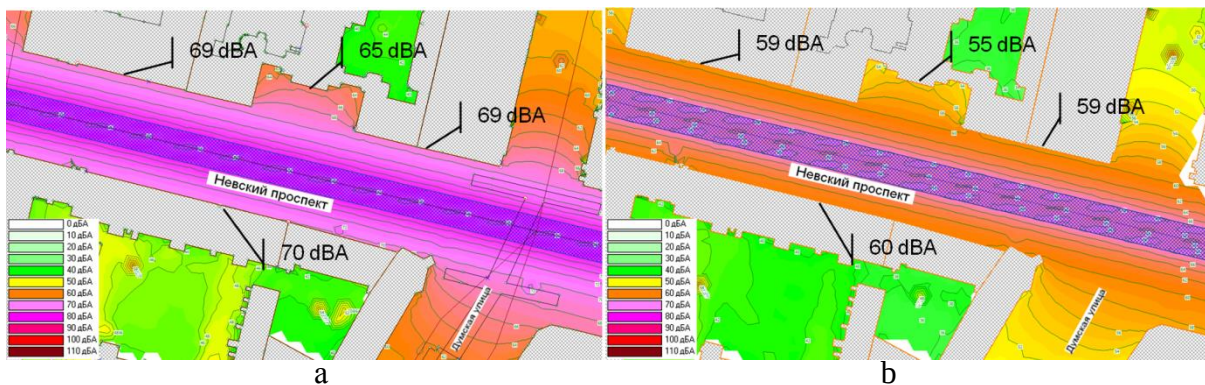


Fig. 5 Fragment the noise maps near the Nevsky Prospekt
(a) the existing situation (b) subject to the restrictions of movement

It should be noted that the calculation of the maximum ground-level concentrations of pollutants that come from the flue gases car, have been conducted also. Before the event the maximum ground-level concentrations of nitrogen dioxide reached near homes 2 - 3 of maximum permissible concentrations. After introducing limits traffic on the studied streets the maximum surface concentrations slightly decreased and made 1,5-2 of maximum permissible concentrations, which is the excess of the hygienic criteria of air quality. The traffic will increase on the streets where traffic will come. But the roads capacity of these streets are not changed, so the speed of movement will decrease and traffic jams can be on these roads. This leads to increased concentrations of carbon monoxide (CO).

Conclusion

The restriction of movement of vehicles can reduce impact, noise, and values of the maximum concentrations near streets with restricted movement, but at the same time can increase the negative impact on the near streets, where will be redistributed transport stream. In general, this measure is not enough to match hygienic and sanitary standards. The complex of environmental measures will contribute to decrease in the maximum ground-level concentrations and levels of noise for such a big city like St. Petersburg. Measures like an improving fuel, classes environmental performance of vehicles, the development of the road network with traffic organization based estimate of environmental consequences of the proposed activities.

Creating and using a noise map will promote the adoption of timely and correct management decisions for the territorial planning and development of the city, the introduction of modern technological means to reduce noise, creation and use of noise maps will promote the adoption of timely and correct management decisions for the territorial planning and development of the city, the introduction of modern technological means of reducing noise as vehicles and materials used in the construction of buildings to protect the public from exposure to high noise.

Bibliography

1. *Spravochnye izdaniya «Avtomobilnyy rynek Rossii za 2003-2014 gg»* [Reference books Automotive market in Russia for the 2003-2014 years. Publishing house «Sem Verst», Avtostat, Togliatti, 2003-2014]
2. CO₂ emissions from passenger cars and vans in 2013 / EEA Technical report Monitoring No 19/2014. Luxembourg: Publications Office of the European Union, 2014.
3. *Materialy vtorogo mezhdunarodnogo kongressa «Bezopasnost na dorogakh radi bezopasnosti zhizni»*. SPb., 17 sentyabrya 2008 g. – 32 s. [The materials of the Second International Congress "Road Safety for the Safety of Life". SPb., 17 September 2008 - 32 p.]
4. *Materialy «Nevskogo mezhdunarodnogo ekologicheskogo kongressa»* SPb., 9 decabrya 2008 g. – 35 s. [The materials "Nevsky International Ecological Congress". SPb., 9 December 2008 - 35 p.]
5. Noise in Europe 2014 / EEA Report No 10/2014., 68 c.
6. Volkodaeva M.V., Demina K.V., Levkin A.V. Ob uchete vozdeystviya avtotransportnykh potokov pri planirovanii razmeshcheniya zhilykh zdaniy i territoriy zhiloy zastroyki// Sbornik dokladov IV Vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii s mezhdunarodnym uchastiem «Zashchita ot povyshennogo shuma i vibratsii», 26-28 marta 2013 g. SPb/ Pod. red. N.I.Ivanova, SPb, 2013 g. s/572-577. [Volkodaeva M.V., Demina K.V., Levkin A.V. About the accounting impact of road traffic flows when planning the layout of residential buildings and areas of residential development// Collected Reports IV All-Russian scientific-practical conference with international participation "Protection from high noise level and vibration" March 26-28, 2013, St. Petersburg / Edited by Ivanov N.I.; St. Petersburg, 2013 pp. 572-577.]
7. Volkodaeva M.V., Demina K.V., Levkin A.V., Solovyev A.V. O vozmozhnostyakh ispolzovaniya dannykh kompleksnoy otsenki zagryazneniya atmosfernogo vozdukha dlya razrabotki shumovykh kart gorodov // Materiali V Vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii s mezhdunarodnym uchastiem « Zashchita ot povyshennogo shuma i vibratsii », SPb, 2015 g., s.263-267. [Volkodaeva M.V., Demina K.V., Levkin A.V., Solovyev A.V. About possibilities to use the data of integrated assessment of air pollution to create noise maps of cities// Materials of the V All-Russian scientific-practical conference with international participation "Protection from high noise level and vibration", St. Petersburg, 2015, pp.263-267.]
8. *Monitoring urovney shuma v g.Murmansk v 2014 g. / Upravlenie Federalnoy sluzhby po nadzoru v sfere zashity prav potrebiteley i blagopoluchiya cheloveka po Murmanskoy oblasti.* <http://51.rosпотреbnadzor.ru> [Monitoring of noise levels in the city of Murmansk in 2014. The data of the Federal Service for Supervision of Consumer Rights Protection and Human Welfare in the Murmansk region/ <http://51.rosпотреbnadzor.ru>]
9. SN 2.2.4/2.1.8.562-96. *Shum na rabochikh mestakh, v pomeshcheniyakh zhilykh, obshchestvennykh zdaniy i na territorii zhiloi zastroyki.* M.: Informatsionnyy-izdatelskiy tsentr Minzdrava Rossii, 1997 [Sanitary Regulations 2.2.4/2.1.8.562-96 Noise in the workplace, in residential and public buildings and residential areas. M.: Information-publishing center of the Russian Ministry of health, 1997]

10. Volkodaeva M.V., Levkin A.V. Razrabotka шумовой карты города по данным натурных наблюдений состава и интенсивности автотранспортных потоков // *Mezhotraslevoy nauchno-tekhnicheskiy i proizvodstvennyy zhurnal «Dvigatelistroyeniye»* № 3 (245), SPb, 2011 g. s/31-34. [Volkodaeva M.V., Levkin A.V. The use of monitoring data about structure and the intensity of road traffic for creation a noise map of the city.// *Interdisciplinary scientific-technical and industrial journal "Engine building"*, № 3 (245), St. Petersburg, 2011 pp 31-34.]

11. Volkodaeva M.V., Levkin A.V., Solovyev A.V. Vliyaniye ogranicheniy dvizheniya avtotransporta v tsestralnoy chasti g.Sankt-Peterburg na khimicheskoye i шумовое zagryazneniye // *Sbornik trudov III Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii «Innovatsii na transporte i v mashinostroyenii»*, SPb, 2015 g. s.35-38. [Volkodaeva M.V., Levkin A.V., Solovyev A.V. Influence of limited traffic in the central part of St. Petersburg for chemical and noise pollution// *Collection of works of the III International scientific-practical conference "Innovations in transport and machine-building"*, St. Petersburg, 2015, pp. 35-38.]

Список литературы

1. Справочные издания Автомобильный рынок России за 2003-2014 гг. Изд. «Семь Верст», Автостат. Тольятти, 2003-2014.
2. CO₂ emissions from passenger cars and vans in 2013 / EEA Technical report Monitoring No 19/2014. Luxembourg: Publications Office of the European Union, 2014
3. Материалы второго международного конгресса "Безопасность на дорогах ради безопасности жизни". СПб., 17 сентября 2008 г. – 32 с.
4. Материалы "Невского международного экологического конгресса". СПб., 9 декабря 2008 г. – 35 с.
5. Noise in Europe 2014 / EEA Report No 10/2014., 68 с.
6. Волкодаева М.В., Демина К.В., Лёвкин А.В. Об учете воздействия автотранспортных потоков при планировании размещения жилых зданий и территорий жилой застройки // *Сборник докладов IV Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации»*, 26-28 марта 2013 г., СПб / Под ред. Н.И. Иванова; СПб, 2013 г. С. 572-577.
7. Волкодаева М.В., Демина К.В., Лёвкин А.В., Соловьев А.В. О возможностях использования данных комплексной оценки загрязнения атмосферного воздуха для разработки шумовых карт городов // *Материалы V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации»*, СПб, 2015 г. С. 263-267.
8. Мониторинг уровней шума в г. Мурманске 2014. Данные управления Федеральной службы по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека по Мурманской области.
9. СН 2.2.4/2.1.8.562-96 Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки.
10. Волкодаева М.В., Лёвкин А.В. Разработка шумовой карты города по данным натурных наблюдений состава и интенсивности автотранспортных потоков // *Межотраслевой научно-технический и производственный журнал «Двигателестроение»* № 3 (245), СПб, 2011 г. С. 31-34.
11. Волкодаева М.В., Лёвкин А.В., Соловьев А.В. Влияние ограничений движения автотранспорта в центральной части г. Санкт-Петербург на химическое и шумовое загрязнение // *Сборник трудов III Международной научно-практической конференции «Инновации на транспорте и в машиностроении»*, СПб, 2015 г. С. 35-38.

12. Публикации Европейского Агентства по окружающей среде (ЕАОС) являющегося агентством Европейского Союза (The European Environment Agency (EEA) is an agency of the European Union).

About the possibility of the use of dual-chamber acoustic screens-resonators to reduce noise

Bulkin V.V.¹, Kalinichenko M.V.², Sal'nikov I.N.³

¹Professor of the Department "Technosphere safety", Murom Institute of Vladimir state University, Orlovskaya, str., 23, Murom, 602264, Russia.

²Senior Lecturer of the Department "Technosphere safety", Murom Institute of Vladimir state University, Orlovskaya, str., 23, Murom, 602264, Russia.

³Student of the Department "Technosphere safety", Murom Institute of Vladimir state University, Orlovskaya, str., 23, Murom, 602264, Russia.

Abstract

The paper is devoted to the actual problem – the fight against noise in urban areas. As a means of protection against noise the model of the acoustic screen-resonator is suggested. The screen-resonator consists of two chambers, one of which (the front) is a distributed Helmholtz resonator, and another (rear) forms a closed space used as a silencer. Authors consider the possibility of using such acoustic constructions to reduce noise levels in urban areas. The results of the experimental data are analyzed both in terms of a reflected sound signal, and the level of absorbed sound signal. The conclusions of the work are made.

Key words: noise pollution, dual-chamber screen- resonator, sound insulation, Helmholtz resonator, acoustic chamber.

О возможности применения двухсекционных акустических экранов-резонаторов для снижения шума

Булкин В.В.¹, Калиниченко М.В.², Сальников И.Н.^{3*}

¹ Профессор кафедры «Техносферная безопасность», Муромский институт (филиал) Владимирского государственного университета, г. Муром, Владимирской области, ул. Орловская д. 23, РФ.

² Старший преподаватель кафедры «Техносферная безопасность», Муромский институт (филиал) Владимирского государственного университета, г. Муром, Владимирской области, ул. Орловская д. 23, РФ.

³ Студент кафедры «Техносферная безопасность», Муромский институт (филиал) Владимирского государственного университета, г. Муром, Владимирской области, ул. Орловская д. 23, РФ.

Аннотация

Работа посвящена актуальной проблеме – борьбе с шумом на урбанизированных пространствах. В качестве средства защиты от шума рассмотрена модель акустического экрана-резонатора, состоящего из двух камер, одна из которых (передняя) представляет собой распределённый резонатор Гельмгольца, а другая (задняя) образует замкнутое пространство, которое используется как глушитель шума. Рассмотрен вопрос о возможности применения таких акустических конструкций для снижения уровней шума на урбанизированных пространствах. Проанализированы результаты полученных экспериментальных данных, как по уровню отраженного звукового сигнала, так и по уровню поглощенного звукового сигнала. Сделаны выводы о проделанной работе.

Ключевые слова: шумовое загрязнение, двухсекционный акустический экран-резонатор, шумозащита, резонатор Гельмгольца, акустическая камера.

Introduction

Urbanization is one of the most striking phenomena nowadays. Urbanized territories account for not more than 1% of the world land area but concentrate about 50% of the total

*E-mail: vbulkin@mail.ru (Bulkin V.V.), marinakali@mail.ru (Kalinichenko M.V.), ivansal.1993@mail.ru (Sal'nikov I.N.)

world population, produce 80% of gross domestic product, but provide 80% of all emissions into the atmosphere and hydrosphere.

A by-product of any civilization is noise which is one of the most dangerous factors harmful to the environment and all living things, especially humans. In large cities, over 65% of the population complain of excessive noise. Noise and vibration significantly affect the central nervous system, noise pollution in urban areas is increasing over time.

Noise "symphony" of a city is composed of many factors: roar and rumble of railways and planes, roar of construction equipment, industrial noise and even noise of home appliances – in short, everything that surrounds a man. A special chord in this symphony is produced by the movement of vehicles, which provide up to 80% of noise. Noise level exceeds the allowable value by 25dBA even during the day time. This is especially noticeable on federal motorways passing through settlements (11,2% of the total length of federal motorways and 11,7 % of regional ones) [1,2].

Noise reduction in urban environment is a challenge with no easy solutions. It's obvious, that the first task is to reduce noise in the source (vehicles). It is generally accepted and there is relevant legislation, standards, recommendations, etc. Among the tasks of noise reduction that can be solved in a particular urban environment, are the use of so-called "low-noise" asphalt and protective constructions such as acoustic screens (AS).

The actual reduction of noise with the help of "low noise" asphalt does not provide a level higher than 3 dBA [2], which is why its usage can't change the situation radically, and the asphalt laying cost of works is rather high. The use of acoustic screens is more effective, however, it is estimated that they don't provide an effective noise reduction in the range of 3 to 15-22 dBA [2,3] either.

In addition, as it follows from [1], the proportion of noise protection screens in respect to the extent of settlements and accounts for 1,3% on federal motorways and 0,07% on regional ones, which also doesn't solve the problem in principle.

However, an AS is a promising noise protection remedy whereby, the actual task is to find methods and means to improve its effectiveness.

The aim of the article is to study the possibility of increasing the effectiveness of noise protection devices in solving the problem of acoustic noise level reduction in urban environments through the use of combined dual-chamber screens-resonators.

1. Noise protection screens based on Helmholtz resonator

The operation of an acoustic screen is based on several principles, among which the reflection and absorption of the incident sound wave are the most important. The effect of the protection is achieved in the area of a sound shadow (behind the acoustic screen) [4]. At the same time one of the major AS drawbacks is that when the reflector panels are installed, the strength of sound practically does not reduce its strength, but only changes its direction, that creates a directional flow at an angle to the vertical line, which stuns the residents of the upper floors, flying birds and poses an increased air vibration above a motorway. Furthermore, depending on the installation, angle noise can be reflected in the source direction, creating resonance phenomena, i.e. noise level increase in the area in front of the screen.

The reduction of this effect is provided with the help of sound-absorbing screens of different modifications. One of the possible ways of an AS design is to include Helmholtz acoustic resonators into the construction. The principle of operation of such a resonator is well described in a number of scientific works, such as [5,6], and others. Under certain design features, such a screen can provide noise level reduction in the area in front of the screen.

Estimation of the effectiveness of such an AS was given by the authors in [7,8]. The studies, conducted in the laboratory acoustic chamber, showed that a possible noise reduction before the screen in different conditions reaches 10-15 dBA. It is clear, that in a real urban

environment it is difficult to ensure such noise reduction, but in the course of further work sufficient practical results can be obtained.

2. The design of an experimental dual-chamber acoustic screen-resonator

As a passive means of protection against noise a model of a dual-chamber acoustic screen made on the basis of Helmholtz resonator can be considered. The front of the acoustic screen is perforated with vertical slot gaps forming the neck cavity.

It is known, that the natural frequency (Hz) of the resonator in case of slotted gaps use is defined by the following formula [5,6]:

$$f = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{b}{L \cdot h \cdot l}}, \quad (1)$$

where f – the natural frequency of the resonator, Hz;
 C – the velocity of a sound in the medium, m/s;
 l – the depth of the cavity gap, m;
 b – the width of the gap, m;
 L – the distance between the gaps, m;
 h – the depth of the cavity, m.

The analysis of interdependencies of AS main characteristics shows, that the change of the natural frequency of the resonator at constant l and L , as it follows from (2) is substantially determined by the ratio of the clearance of the cavity b and the depth of the cavity h .

Fig. 1 shows the results of simulation of gap width dependence b on the frequency f and the depth h of the cavity when they are changed in the ranges: $f=0.1...1000$ Hz, $h=1...100$ mm. Obviously, the change of frequency largely depends on the variations in the depth of the cavity.

When designing the test model, this indicator had a special significance. Due to the limited dimensions of the acoustic chamber maximum depth of the cavity could be no more than 100 mm. But due to the fact that this acoustic system is a system with distributed parameters, the given ratio (1) is valid only in cases when the depth of the cavity is less than a quarter of the sound wavelength, and the dimensions of the neck are less than two wavelengths [6]. On a standard frequency of 1000 Hz a quarter of the wave constitutes 75 mm. This satisfies the condition the constructed acoustic booth usage.

An experimental model of a two-chamber AS has a total size of 75 mm in depth and consists of front and rear cameras. The basis of the body is made of wooden bars, the front and rear walls as well as the internal partition are made of a steel sheet (Fig. 2).

The front chamber is a distributed Helmholtz resonator with the depth (h) of 40 mm.

The front of the resonator is made of a steel sheet in which vertical slots were made at a regular distance ($L=40$ mm). Functions of the neck ($l=15$ mm) are performed by angle-shaped profiled elements mounted in the slots with the possibility of adjustment relative to the horizontal plane of the front panel and the fixing of this position. This solution provides the possibility of adjusting the width of the slot gap ($b=0...1.5$ mm) without disassembling the structure of the screen.

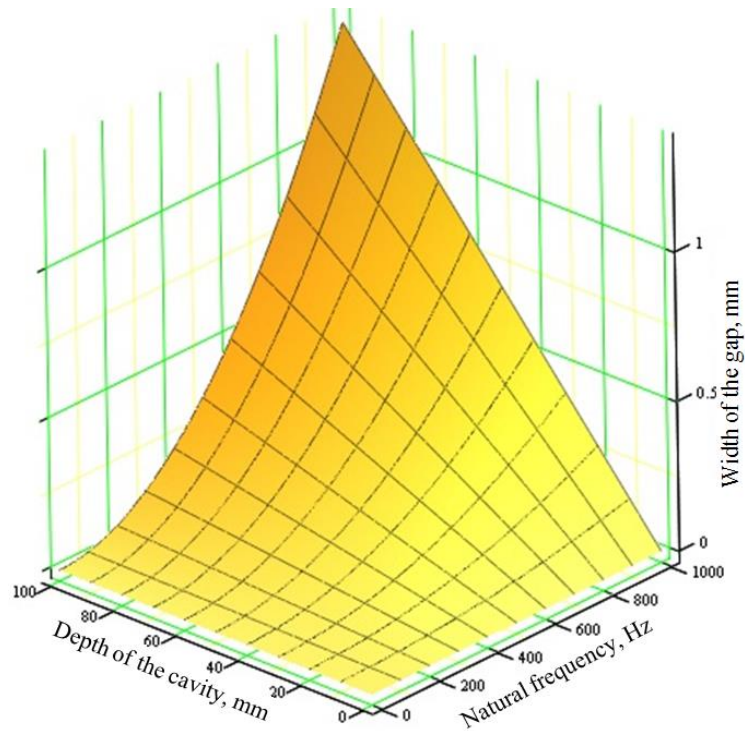


Fig.1. The relations between the width of the gap, the depth of the cavity and the natural frequency of the resonator

The rear part is a rectangular sealed chamber with a depth of 40 mm, and it can be expected to provide an additional function of a damper (silencer) for the resonant chamber.

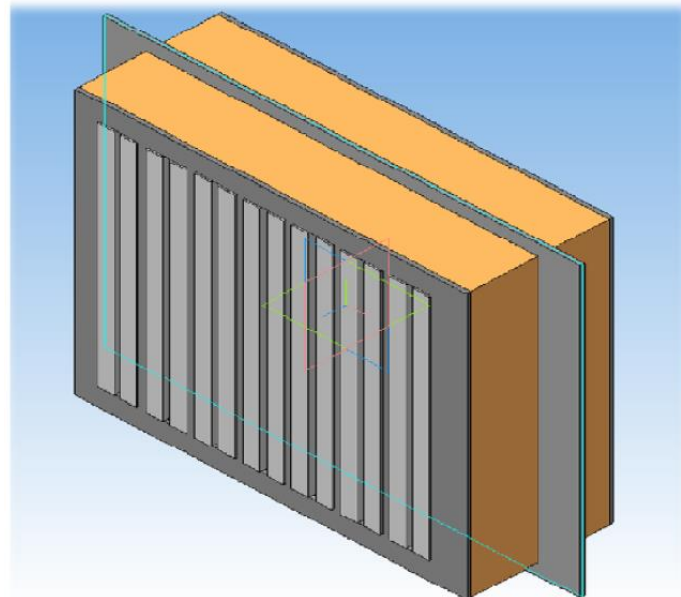


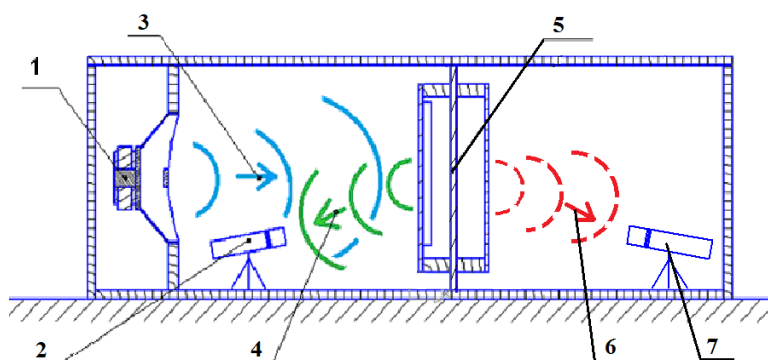
Fig.2. Dual-chamber AS model made on the basis of Helmholtz resonator

3. The methodology of experimental studies

The measurements were performed in a laboratory acoustic booth consisting of a desktop acoustic chamber, a low frequency oscillator and an ordinary sound level meter.

The AS-resonator was placed in the middle part of the chamber in two positions: forward, necks were towards the source of the acoustic signal, and the reverse, the rear part was towards the source (Fig.3). The measurements were performed on standard center frequencies 31.5; 63; 125; 500; 1000; 2000; 4000; 8000 Hz. Since most interest from the point of view of protecting human hearing system is the range from 1000 Hz to 4000 Hz, the measurements were carried out in steps of 100 Hz. For simplicity, the experiment studied the AS reaction to the signal at four fixed values of the gaps – 0.25; 0.5; 0.75 and 1.0 mm. In each case, a series of measurements was carried out and the average statistical value was determined.

The assessment of the degree of acoustic signal attenuation is performed for the case of reflection of the incident sound wave on the front panel of the AS and for the case of sound transmission through the plane of the screen into the shadow zone. Quantitative estimations of signal attenuation in the upright AS position were obtained when comparing levels with the case of the screen in the form of a blind steel wall. Ratings for the case of signal transmission into the shadow zone were received in the same way as a difference in level at different AS positions.



- 1 – a source of a sound signal; 2 – a sound level meter microphone in the control of the reflected wave; 3 – an incident sound signal; 4 – a reflected sound signal;
5 – dual-chamber AS-resonator; 6 – a transmitted sound wave;
7 – a sound level meter microphone in the control of the transmitted sound wave

Fig.3. The scheme of the experiment conducted

4. Practical measurements and conclusions

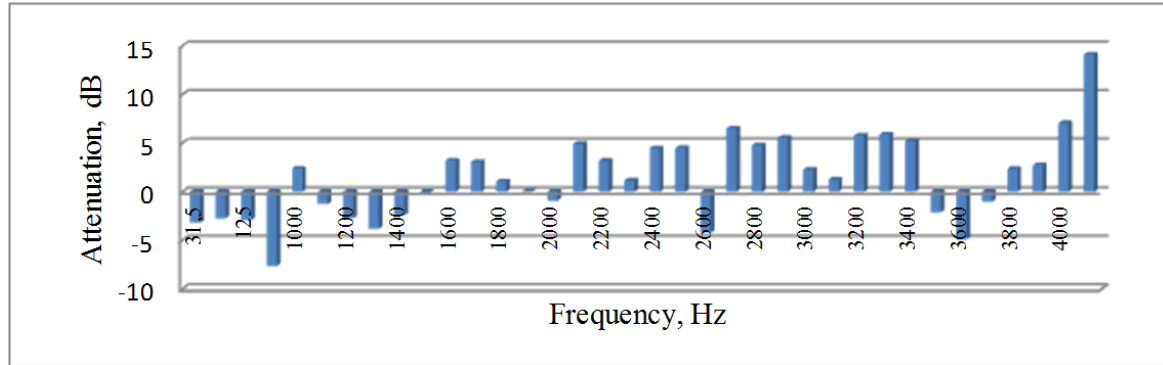
Estimates of changes in signal levels are shown in Fig.4 and 5.

Fig.4 shows the changes in the levels of the signal reflected from the AS in the case of its direct location. In fact, we are talking about the noise level attenuation in the area immediately adjacent to the screen. Estimates are given for the four values of the gaps.

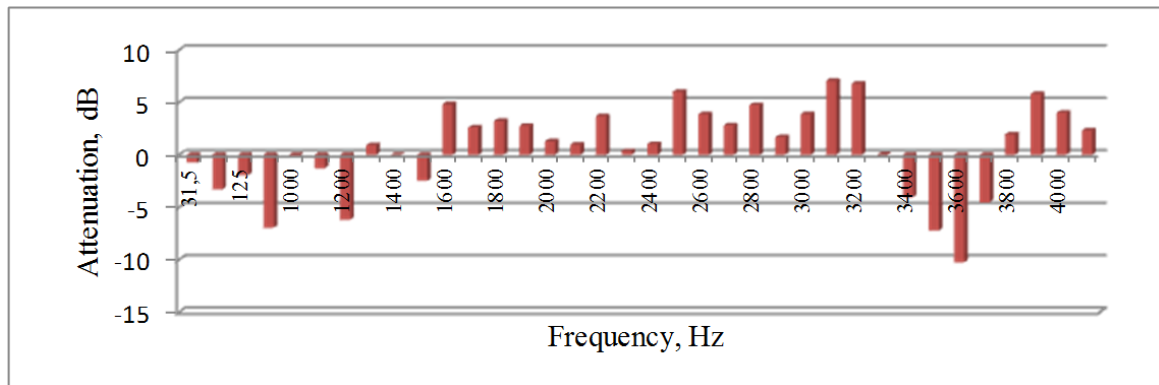
A positive value on the axis of ordinates means a reduction of the audio signal when using the AS with resonators in comparison with the screen in the form of a blind wall. Accordingly, negative value indicates an increase in the level, i.e. resonance at a given frequency.

It can be seen from the histograms that in the case of existing design features of a particular model of the screen both attenuation and amplification of the reflected signal occur. Thus, when the gap size is 0.75 mm (Fig.4,c) we can generally speak about positive effects in

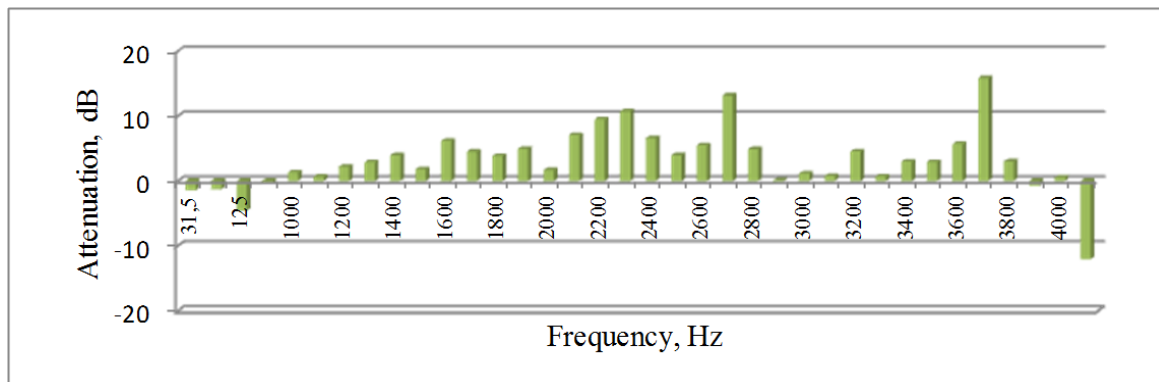
terms of reducing the level of acoustic signals. There are some resonance phenomena at certain frequencies, including "splashes" to the level of 12 dB. When the gap size is 0.25 mm (Fig.4,a) and 1 mm (Fig.4,d) we can generally speak about positive effects in terms of reducing the level of acoustic signals. And the obvious dominance of resonance phenomena occurs when the value of the gap is 0.5 mm (Fig.4,c).



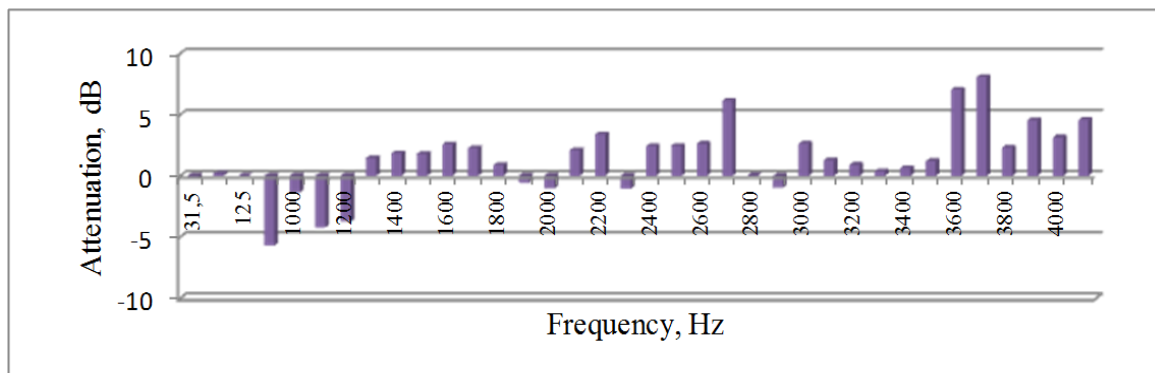
a)



b)



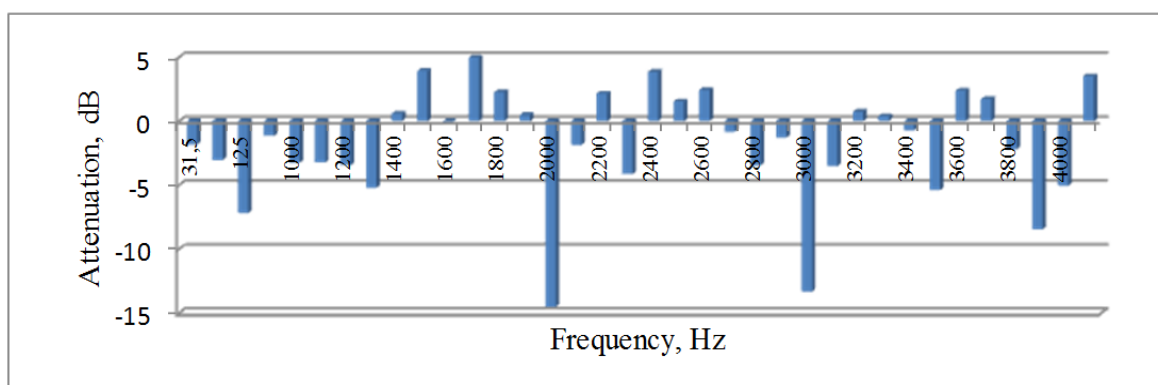
c)



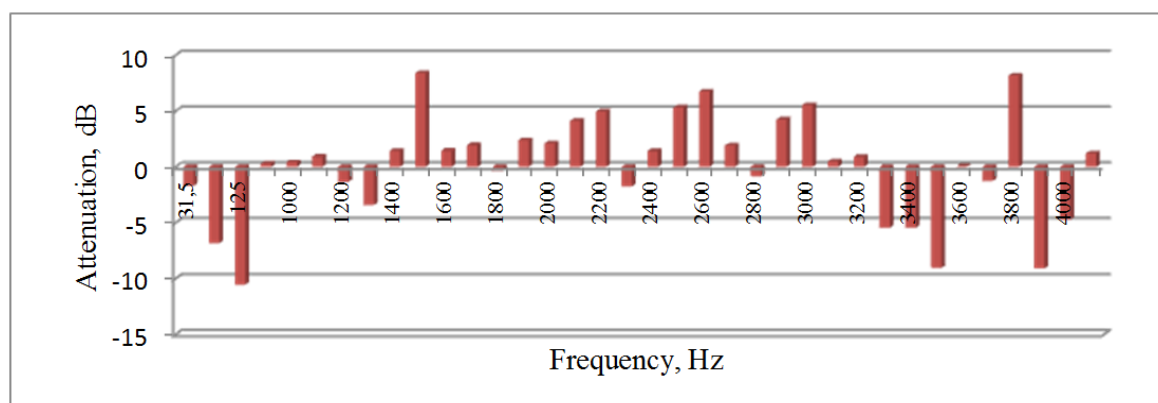
d)

a) $b=0.25$ mm; b) $b=0.5$ mm; c) $b=0.75$ mm; d) $b=1.0$ mm

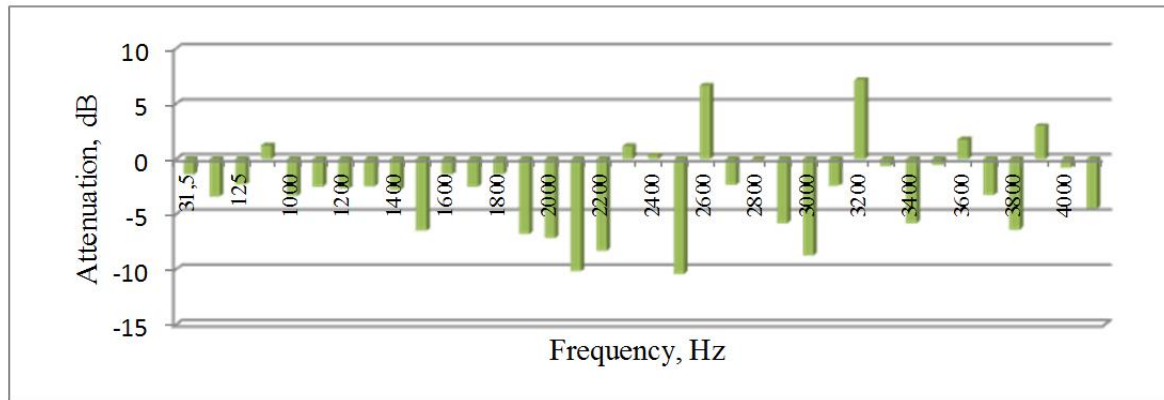
Fig.4. Histograms of the reflected signal attenuation at the given size of the gaps



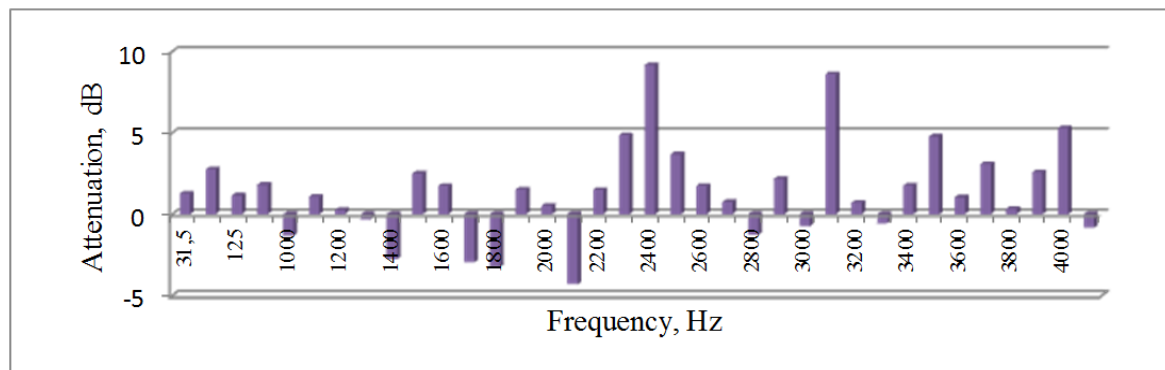
a)



b)



c)



d)

a) $b=0.25$ mm; b) $b=0.5$ mm; c) $b=0.75$ mm; d) $b=1.0$ mm

Fig.5. Histograms of transmitted sound signal attenuation at the given values of the gaps

The changes in the levels of the transmitted signal (an acoustic shadow zone) are shown in Fig.5. The presented histograms prove that both attenuation and amplification of the transmitted signal take place.

Conclusion

At this stage we can formulate the following conclusions:

- 1) laboratory experiments show that the use of dual-chamber acoustic screens made on the basis of a combination of Helmholtz resonators and closed chambers, as a whole provides a positive result – the reduction of acoustic level noise, while in the area of acoustic shadow this effect is less pronounced;
- 2) the presence of resonance phenomena requires a preliminary analysis of the spectral composition of the dominant acoustic noise in a particular area of the urban environment in order to "choose" the design parameters of the screen, providing at minimum the absence of the relevant resonance at significant range frequencies;
- 3) preliminary we can talk about the positive effect provided by a dual-chamber construction in comparison with the same single-chamber in reducing noise level in the area before the screen, suggesting the effectiveness of the damping function (silencing) provided with the help of this camera;
- 4) in terms of assessing the impact of a closed chamber as an additional damper (silencer) to reduce the level of the signal passing through the screen in the shadow zone, there is no basis for the conclusions of the receipt of clearly positive result and, therefore, the issue requires further study;

5) further studies should be directed towards a more detailed investigation of the relationships of various combinations of values of clearances and depths of the cavity and a closed chamber in terms of finding the optimal combinations thereof, which can provide a real noise reduction in the area in front of the AS and in the acoustic shadow zone.

The work was supported by the grant of Russian Foundation for basic research №14-08-00186.

References

1. Государственный доклад «О состоянии и об охране окружающей среды Российской Федерации в 2011 году» / Министерство природных ресурсов и экологии Российской Федерации. – Режим доступа: - <http://www.mnr.gov.ru/regulatory/detail.php?ID=130175>. [State report "On the Condition and the Environmental Protection of the Russian Federation in 2011" / The Ministry of Natural Resources and Ecology of the Russian Federation. -Access mode: - <http://www.mnr.gov.ru/regulatory/detail.php?ID=130175>.]
2. Иванов Н.И. Концепция снижения шума в РФ / Защита от повышенного шума и вибрации: Сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, 18-20 марта 2015 г., СПб // Под ред. Н.И. Иванова. –СПб.: 2015. -С.14-26. [Ivanov N.I. The concept of reducing noise in the RF / Protection from increased noise and vibration: Proceedings of the All-Russian scientific-practical conference with international participation, 18-20 March 2015, St. Petersburg // Ed. N.I. Ivanov. SPb.: 2015. -P.14-26.].
3. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник /Н.И. Иванов. -3-е изд., перераб. и доп. – М.: Логос, 2015.- 432с. [Ivanov N.I. Engineering acoustics. Theory and practice of noise control: the textbook / N.I. Ivanov. -3d-ed., Rev. and add. -M.: Logos, 2015. -432 p.].
4. Шубин И.Л. Акустический расчёт и проектирование конструкций шумозащитных экранов: автореферат дис. ... д-ра тех. наук. –М.: 2011. [Shubin I.L. Acoustic calculation and design of noise protection screen structures: abstract dis. ... doc. of technical sciences. -M.: 2011.].
5. Акустика: Справочник / А.П. Ефимов, А.В. Никонов, М.А. Сапожков, В.И. Шоров; Под ред. М.А. Сапожкова. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Радио и связь, 1989. — 336 с. [Acoustics: Directory / A.P. Efimov, A.V. Nikonov, M.A. Sapozhkov, V.I. Shorov; Ed. M.A. Sapozhkov. - 2nd ed., Rev. and add. -M.: Radio and Communications, 1989. -336 p.].
6. Булкин В.В., Беляев В.Е., Сергеев В.Н. Конструкторские расчёты элементов РЭС в условиях механических и акустических воздействий. – Муром: Изд.-полиграфический центр МИ ВлГУ, 2004. – 131 с. [Bulkin V.V., Belyaev V.E., Sergeev V.N. Design elements calculations under mechanical and acoustic effects. -Murom: Printing center MI Vladimir State University, 2004. -131p.].
7. Калиниченко М.В., Кириллов И.Н., Булкин В.В. Анализ возможности применения звукоотражающих экранов на основе резонаторов Гельмгольца // Защита от повышенного шума и вибрации: Сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, 18-20 марта 2015 г., СПб. / Под ред. Н.И. Иванова. –СПб.: 2015. -С.280-282. [Kalinichenko M.V., Kirillov I.N., Bulkin V.V. Analysis of the possibility of applying sound reflecting screens based on the basis of Helmholtz resonators // Protection from increased noise and vibration: Proceedings of the All-

Russian scientific-practical conference with international participation, 18-20 March 2015, St. Petersburg. / Ed. N.I. Ivanov. -SPb.: 2015. -P.280-282.].

8. Булкин В.В., Калиниченко М.В., Штыков Е.А., Фильков Д.Е. К вопросу об использовании шумопоглощающих средств на техногенных пространствах / Вестник Тамбовского государственного университета, т.19, вып.5, 2014. –С.1388-1392. [Bulkin V.V., Kalinichenko M.V., Shtykov E.A., Filkov D.E. To a question about the use of sound-absorbing means in technological spaces / Bulletin of Tambov State University, v.19, issue 5, 2014. -P.1388-1392.].



Интервью с директором НПК СЕВМОРГЕОСТРОЙ Ю.В. Смирновым на тему неразрушающего контроля качества изготовления буронабивных свай

Методы контроля качества изготовления буронабивных свай подразделяются на два основных направления: требующие частичного разрушения бетона в стволах свай, и, так называемые, неразрушающие методы, применение которых не связано с нарушением целостности конструкций.

О том, как это выглядит на практике, мы попросили рассказать директора НПК СЕВМОРГЕОСТРОЙ Юрия Смирнова.

— Юрий Владимирович, что собой представляют неразрушающие методы контроля?

— К ним относят ультразвуковой каротаж, гамма-каротаж и динамический метод. Все они широко представлены за рубежом в развитых странах, где применяются с 70-х годов прошлого века. С помощью ультразвукового каротажа осуществляют контроль однородности бетона в сваях, мостовых устоях и прочих сооружениях. Для этого в сваю заранее на всю ее длину закладываются металлические или пластмассовые трубки для размещения в них ультразвукового преобразователя. С их помощью контролируют сплошность бетона, заключенного между трубками.

Если на пути прохождения волн встречаются какие-либо дефекты, это уменьшает скорость прохождения ультразвукового импульса, амплитуду и изменяет форму принимаемого сигнала. О дефектах внутри конструкции можно судить, когда время прохождения сигнала является значительно большим, чем время его прохождения на остальных участках. Или когда, скажем, сигнал не обнаружен принимающим датчиком. То есть метод основан на фиксировании времени прохождения ультразвукового сигнала через среду от передатчика до приемника. В зависимости от физических свойств материала происходит затухание амплитуды ультразвуковой волны.

Трактовка результатов основывается на сопоставлении обнаруженных аномалий с теми, которые были зарегистрированы в изготовленных опытных сваях, имевших известные типичные дефекты.

Неоспоримое преимущество заключается в отсутствии необходимости изготовления дополнительных образцов для испытаний. Качество реальной бетонной конструкции

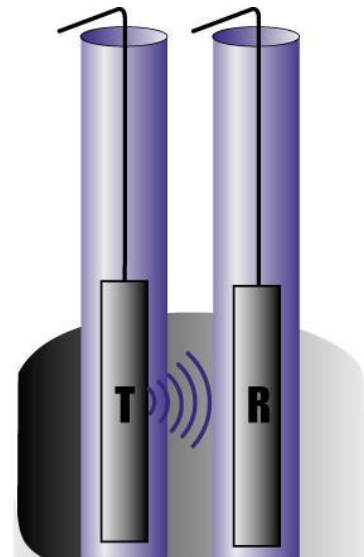


Рис. 1. Размещение ультразвуковых преобразователей в теле сваи для контроля сплошности бетона

возможно оценить непосредственно на строительной площадке.

По такой же методике осуществляется и гамма-каротаж, только вместо ультразвукового генератора применяются радиоизотопы.

Динамический контроль производится с помощью механического молота. Его конструкция обеспечивает сброс ударной части с фиксированной высоты. Молот имеет автоматический захват для остановки ударной части после ее подскока в мертвой точке, что дает возможность исключить передачу энергии испытываемой конструкции от повторного удара.



Рис. 2. Подготовка к проведению неразрушающего контроля

Все эти методы позволяют, например, выявить нарушения технологии выполнения работ, несоблюдение ГОСТов и СНиПов, или же установить упрощения утвержденных проектных решений, несогласованные изменения.

— *Есть ли какие-то специфические особенности этих методов?*

— При проведении контроля прочности бетона с помощью неразрушающих методов надлежит учитывать то обстоятельство, что все эти методы являются косвенными. Все неразрушающие методы имеют определенные погрешности, которые нужно, безусловно, учитывать при оценке прочности бетона. Поэтому ни один из приборов неразрушающего контроля нельзя использовать, не построив градуировочной зависимости для каждого конкретного бетона. Однако подавляющее большинство российских и зарубежных производителей приборов градуирует свою продукцию в единицах прочности. Между тем такая градуировка может быть построена только для каких-то вполне определенных условий и не является универсальной.

— *Насколько распространены методы неразрушающего контроля прочности бетона в нашей стране?*

— Это направление у нас пока развито слабо. Оно делает лишь первые шаги. Но мы смотрим в будущее с оптимизмом. И для этого есть причины. Есть острая необходимость технической экспертизы зданий и сооружений, находящихся в эксплуатации на протяжении длительного времени.



Рис. 3. Методика контроля позволяет выявлять нарушения технологии выполнения работ

Кроме того, в России существует большое количество недостроенных объектов и для того чтобы возобновить их строительство, следует провести предварительную оценку их прочностных характеристик. Растет и количество объектов, возводимых с помощью технологии монолитного домостроения. При их строительстве специалистам постоянно приходится оперативно определять распалубочную прочность бетона. На заводах железобетонных изделий в связи с возрастанием количества и объемов заказов возникла необходимость быстрого определения прочностных характеристик изготавливаемых конструкций.

Все эти задачи можно и нужно решать с помощью методов неразрушающего контроля.

*Подготовил Сергей Васильев, обозреватель строительного комплекса
Санкт-Петербурга и Ленинградской области
E-mail:sergo7205@gmail.com*

About the possibility of using acoustic screens, made on the basis of Helmholtz resonators, to reduce noise

Kalinichenko M.V.*

Senior Lecturer of the Department "Technosphere safety", Murom Institute of Vladimir state University, Orlovskaya, str., 23, Murom, 602264, Russia

Abstract

The article considers the urgency of the problem of noise control in urban areas, the means of protection against noise on its propagation path from the source to the protected object, the most common of which are acoustic screens and Helmholtz resonators. The possibility of using acoustic constructions made on the basis of Helmholtz resonators is tackled upon in this paper. The results of the experimental data, both in terms of a reflected sound, and the level of absorbed sound are analyzed. During the experimental procedure resonating acoustic abilities of acoustic constructions were taken into consideration. The conclusions of the work were made.

Key words: acoustic pollution, acoustic screens, sound insulation, Helmholtz resonator.

О возможности применения акустических экранов, выполненных на основе резонаторов Гельмгольца, для снижения шума

Калиниченко М.В.*

Старший преподаватель кафедры «Техносферная безопасность», Муромский институт (филиал) Владимирского государственного университета, г. Муром, Владимирской области, ул. Орловская д. 23, РФ

Аннотация

Показана актуальность проблемы борьбы с шумом на урбанизированных пространствах. Рассмотрены средства защиты от шума на пути его распространения от источника до защищаемого объекта, самыми распространенными из которых являются акустические экраны и резонаторы Гельмгольца. Рассмотрена возможность применения акустических конструкций выполненных на основе резонаторов Гельмгольца. Описана экспериментальная модель акустического экрана, а именно акустический экран, выполненный в виде резонатора с различной шириной зазора целевых отверстий. Проанализированы результаты полученных экспериментальных данных, как по уровню отражённого звукового сигнала, так и по уровню поглощенного звукового сигнала. В ходе эксперимента учитывались резонирующие способности самих акустических конструкций. Сделаны выводы о проделанной работе.

Ключевые слова: акустическое загрязнение, акустические экраны, шумозащита, резонатор Гельмгольца.

Introduction

Urbanized areas (cities) account only for a few per cent of the world land area, but more than a half of the world population lives there. The expansion of urbanized space creates many environmental problems, including health decline due to the exposure to external factors.

For a long time cities were formed without any scientific planning and optimization of industrial, residential, recreational and buffer zones. This led to a merger or a mutual penetration of these areas and aggravated environmental situation of cities, especially large ones.

One of the most important factors influencing the health of the population of the city is noise. The adverse acoustic conditions can lead to cardiovascular disease and nervous system pathology in the most susceptible segments of the population. Recent research found

*E-mail:marinakali@mail.ru

out that under the influence of noise there appear changes in organs of human vision (resistance of clear vision and visual acuity reduce, sensitivity to different colors changes, etc.), take place negative changes in vestibular apparatus, the function of the gastrointestinal tract impairs, intracranial pressure increases, body metabolic processes occur, and so on.

According to the authorities in the Russian Federation more than 35 million people live in conditions of acoustic discomfort. The State report "On the Condition and Environmental Protection of the Russian Federation in 2011" shows that in the settlements through which the motorway of federal and regional significance pass, noise level exceeds the allowable value by 25 dBA even during the day [1]. These highways are mainly related to the classes of noise from I - low noise (from 55 dBA to 60 dBA) to V – very noisy (from 75 dBA to 80 dBA) [2].

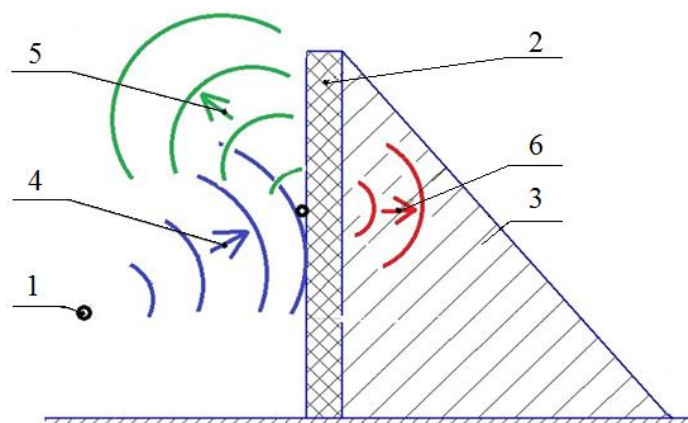
Increased noise along with air and soil pollution, are included into the "triad" of ecological environmental factors, massively influencing the morbidity of population. Therefore, the acoustic improvement of urban areas, creating the optimum acoustic environment is an important task of contemporary spatial planning.

The aim of the article is to study the possibility of increasing the effectiveness of anti-noise devices in solving the problem of acoustic noise level reduction in urban environments.

1. Means of noise protection

One of the most widespread means of the protection against noise on its propagation path from the source to the protected object is acoustic screen (AS) [3]. Acoustic screens of different designs are used both in our country and abroad. The problem of acoustic noise reduction screens is investigated in the scientific works of Russian scientists: V.A. Aistov, V.P. Gusev, B.G. Prutkov, N.I. Ivanov, G.L. Osipov, P.I. Pospelov, I.L. Shubin, N.N. Minina, N.V. Tyurin and others.

The work of the acoustic screen is based on several principles among which the reflection and absorption of an incident sound wave (fig.1) are the most important. Protection effect is achieved in the area of acoustic shadow (behind the acoustic screen) [4].



1 – a source of noise; 2 – an acoustic screen; 3 – an area of sound shadow;
4 – an incident sound wave; 5 – a reflected sound wave; 6 – a transmitted sound wave.

Fig. 1. Operating principle of an acoustic screen

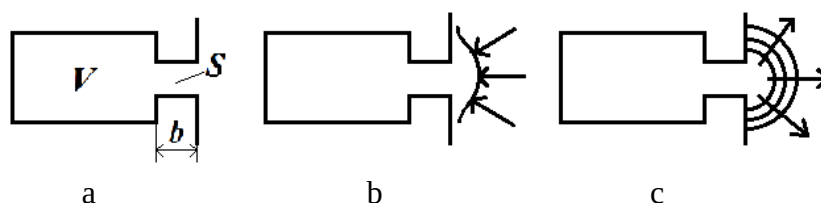
The studies [4, etc.] showed that the AS has an efficiency of 3 to 22 dBA, depending on geometric parameters, the material used, location and other factors. The normative documents containing the recommendations for designing noise protection of areas adjacent to roads and railways with the help of AS were worked out [5].

The following drawbacks of an AS can be pointed out:

- 1) creates a sense of limited space for drivers;
- 2) reduces the illumination and results in a limited view, color and distortion of the image;
- 3) limits walking availability of gated section of the route (if immediate assistance is necessary, or if you need to leave the part of the route quickly);
- 4) high cost of materials – an average of 3 to 10 thousand rubles per square meter excluding installation operations. For the effective protection against noise the recommended height should be not less than four meters;
- 5) when installing the power of sound of reflecting panels practically does not reduce its strength, but only changes its direction that creates a directional flow at an angle to the vertical line, which stuns the residents of the upper floors, flying birds and results in an increased vibration of air above the road.

Another common protection remedy is the use of acoustic resonators. The use of passive resonators created on the basis of Helmholtz resonator for noise absorption and noise dissipation is described in the works of L.K. Gorohova, K.A. Velezhavina, B.M. Efimtsov, L.A. Lazarev, D.A. Elin and others.

The construction of the air resonator consists of two parts – the front and rear. In the front part there is a neck characterized by the parameters of length/ depth (b) and cross-sectional area (S). The rear part is a volume (V) (Fig. 2,a).



a – construction; b – deformation of the front of the incident wave; c – return of the stored energy into the surrounding space (formation of a standing wave).

Fig. 2. Principle of operation of the acoustic resonator

The principle of operation of the resonator is based on the formation of a standing acoustic wave of a different phase (Fig. 2,b and 2,c). After the contact of the front sound wave with the front of the resonator, the flow rate of the particles in the neck has the greatest velocity, and therefore, has kinetic energy. The rear part is closed and has a volume (V), which provides compressive accumulation of potential energy. In the resonator oscillations occur even from a relatively weak sound waves impinging on them. Resonators, depending on the phase of the standing wave forming in the construction can both amplify and attenuate a sound signal [6].

The natural frequency (Hz) of the resonator is calculated by the formula

$$f = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{V \cdot l}}, \quad (1)$$

where, f – the natural frequency of the resonator, Hz;
 C – the velocity of a sound in the medium, m/s;
 S – the area of the mouth lip of the cavity, m^2 ;
 V – the volume of the cavity, m^3 ;
 l – the length of the cavity neck, m.

If the slotted openings are used instead of a series of round holes the formula (1) obtains following form:

$$f = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{b}{L \cdot h \cdot l}}, \quad (2)$$

where, l – the depth of the cavity gap, m;
 b – the width of the gap, m;
 L – the distance between the gaps, m;
 h – the depth of the cavity, m.

The main advantage of resonators in comparison with other alternative means of passive noise control is a small size of their wave. In a free-space maximum characteristics of absorption and scattering cross sections of resonators depend on a single parameter – the length of the sound wave [7].

2. The development of experimental models of acoustic screens based on Helmholtz resonator

To evaluate the performance of AS in the studies an acoustic booth was used, which consisted of an acoustic chamber, an audio frequency generator and a sound level meter. The acoustic chamber is a rectangular construction assembled from sheets of chipboard, sheathed inside with several layers of sound-absorbing material.

In this work a construction, made in the form of an acoustic screen, combined with Helmholtz resonator [8] is proposed as a way of protection against noise. The front panel is perforated with vertical slot gaps forming the neck of the cavity. The screen can be made of different sheet materials. To maximize the effect of AS these materials must be able to maximum air damping, i.e. have the property of sound suppression [9].

The analysis of interdependencies of AS main characteristics shows, that the change of the natural frequency of the resonator at constant l and L , as it follows from (2) is substantially determined by the ratio of the clearance of the cavity b and the depth of the cavity h . Fig. 3 shows the results of simulation of frequency f on the above mentioned parameters when they are changed in the ranges of: $b=0.1...1$ mm, $h=2...80$ mm. Obviously, the change of frequency largely depends on the variations in the depth of the cavity.

When designing the test model, this indicator had a special significance. Due to the limited dimensions of the acoustic chamber maximum depth of the cavity could be no more than 100 mm. But due to the fact that this acoustic system is a system with distributed parameters, the given ratio (2) is valid only in cases when the depth of the cavity is less than a quarter of the sound wavelength, and the dimensions of the neck are less than two wavelengths [7]. On a standard frequency of 1000 Hz a quarter of the wave constitutes 75 mm. This satisfies the condition the constructed acoustic booth usage.

Proceeding from the above an experimental AS-resonator model was created (Fig. 4). The front of the resonator is made of a steel sheet in which vertical slots were made at a regular distance ($L=40$ mm). Functions of the neck ($l=15$ mm) are performed by angle-shaped profiled elements mounted in the slots with the possibility of adjustment relative to the horizontal plane of the front panel and the fixing of this position. This solution provides the possibility of adjusting the width of the slot gap ($b=0...1.5$ mm) without disassembling the structure of the screen.

The rear part is a rectangular sealed chamber with a depth $h=75$ mm. The basis of the body is made of wooden bars, the rear panel is made of a steel sheet.

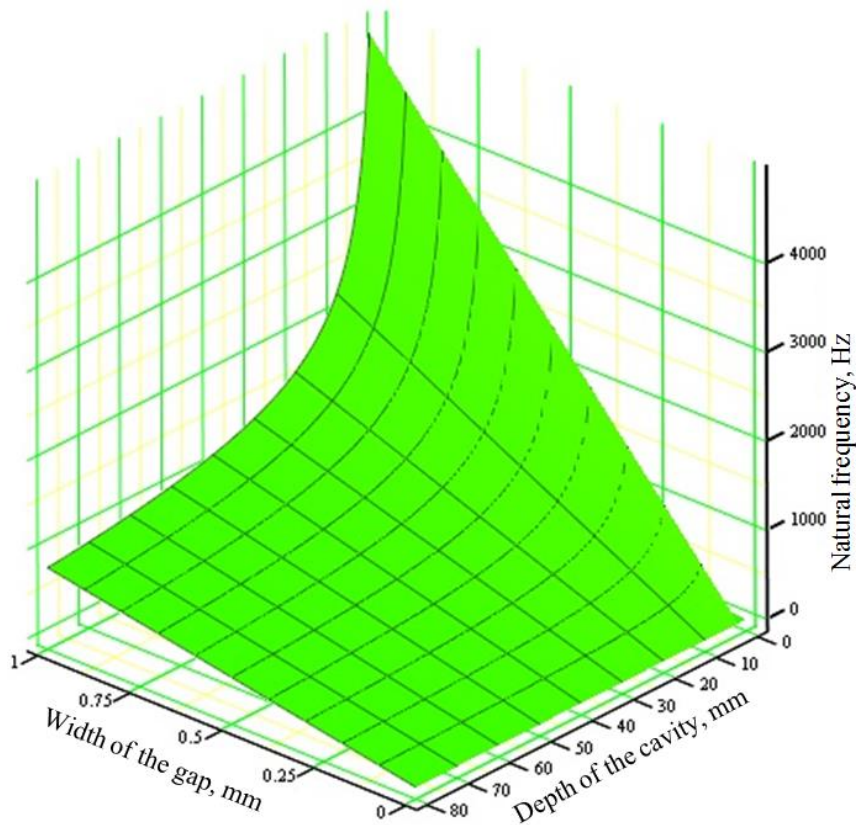


Fig. 3. The relations between the width of the gap, the depth of the cavity and the natural frequency of the resonator

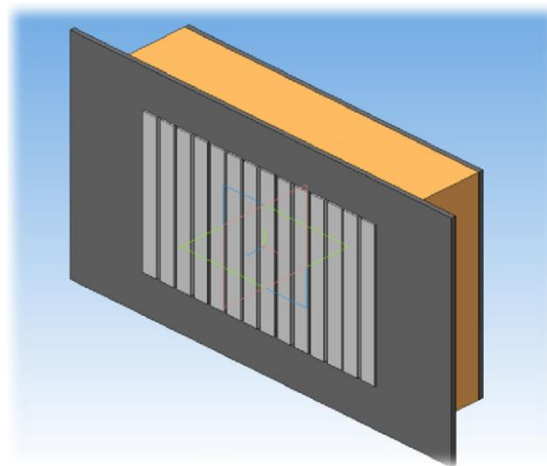
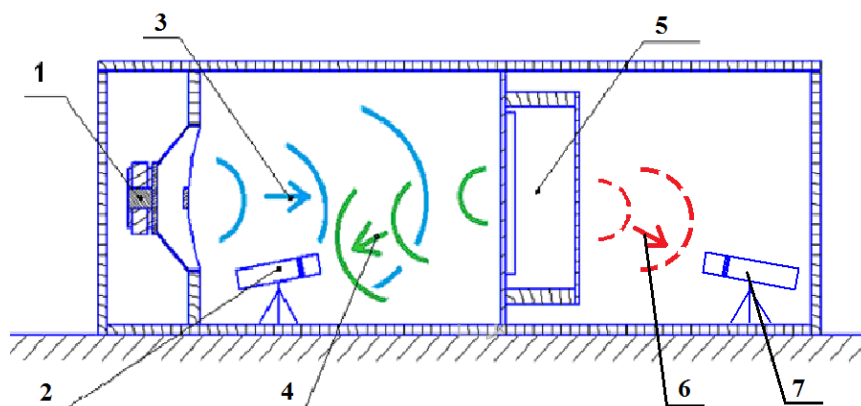


Fig. 4. Model of AS, made on the basis of Helmholtz resonator

3. The methodology of experimental studies

The AS-resonator was placed in the middle part of the chamber in two positions: forward, necks were towards the source of the acoustic signal, and the reverse, the rear part was towards the source (Fig.5). The measurements were performed on standard center frequencies 31.5; 63; 125; 500; 1000; 2000; 4000; 8000 Hz. Since most interest from the point of view of protecting human hearing system is the range from 1000 Hz to 4000 Hz, the measurements were carried out in steps of 100 Hz. For simplicity, the experiment studied the

AS reaction to the signal at four fixed values of the gaps – 0.25; 0.5; 0.75 and 1.0 mm. In each case, a series of measurements was carried out and the average statistical value was determined.



1 – a source of a sound signal; 2 – a sound level meter microphone in the control of the reflected wave; 3 – an incident sound signal; 4 – a reflected sound signal; 5 – an AS-resonator; 6 – a transmitted sound wave; 7 – a sound level meter microphone in the control of the transmitted sound wave

Fig. 5. The scheme of the experiment conducted

The assessment of the degree of acoustic signal attenuation is performed for the case of reflection of the incident sound wave on the front panel of the AS and for the case of sound transmission through the plane of the screen into the shadow zone. Quantitative estimations of signal attenuation in the upright AS position were obtained when comparing levels with the case of the screen in the form of a blind steel wall (the screen is installed in the reverse position). Ratings for the case of signal transmission into the shadow zone were received in the same way as a difference in level at different AS positions.

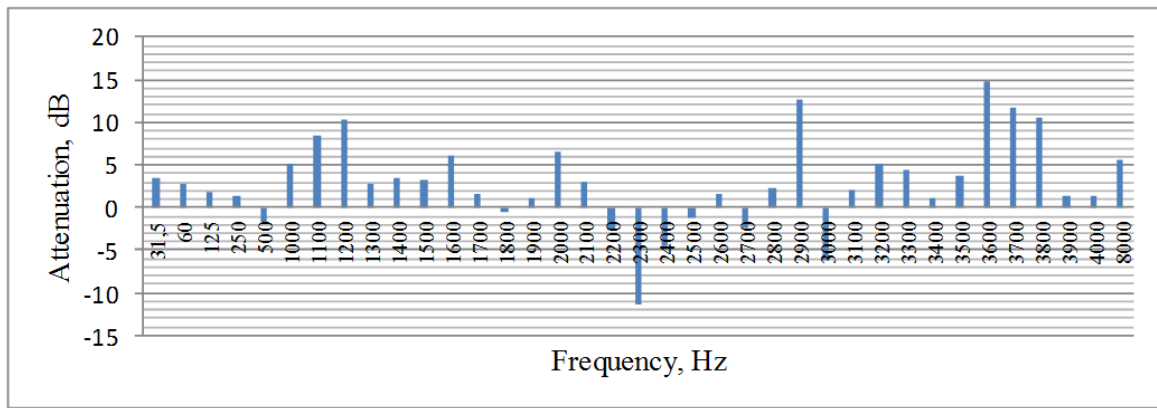
4. Practical measurements and conclusions

Estimates of changes in signal levels are shown in Fig. 6 and 7.

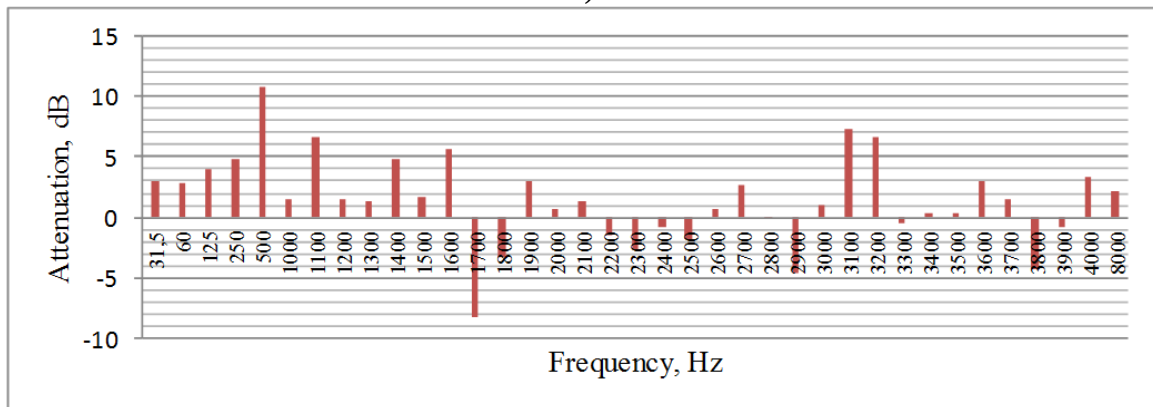
Fig. 7 shows the changes in the levels of the signal reflected from the AS in the case of its direct location. In fact, we are talking about the noise level attenuation in the area immediately adjacent to the screen. Estimates are given for the four values of the gaps.

A positive value on the axis of ordinates means a reduction of the audio signal when using the AS with resonators in comparison with the screen in the form of a blind wall. Accordingly, negative value indicates an increase in the level, i.e. resonance at a given frequency.

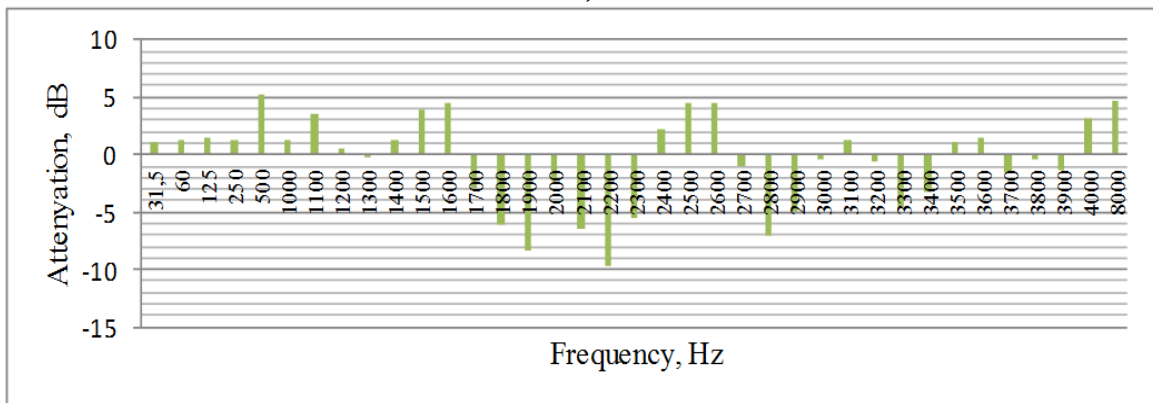
It can be seen from the histograms that in the case of existing design features of a particular model of the screen both attenuation and amplification of the reflected signal occur. Thus, when the gap size is 0.25 mm (Fig.6,a) and 0.5 mm (Fig.6,b) we can generally speak about positive effects in terms of reducing the level of acoustic signals. There are some resonance phenomena at certain frequencies, including "splashes" to the level of 5-10 dB. When the gap is 1 mm (Fig.6,d) resonance phenomena are more pronounced. And the obvious dominance of resonance phenomena occurs when the value of the gap is 0.75 mm (Fig.6,c).



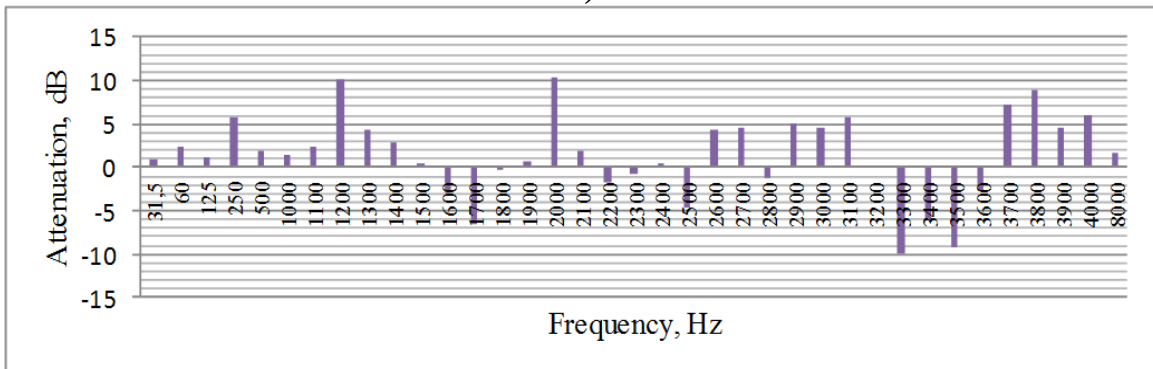
a)



b)



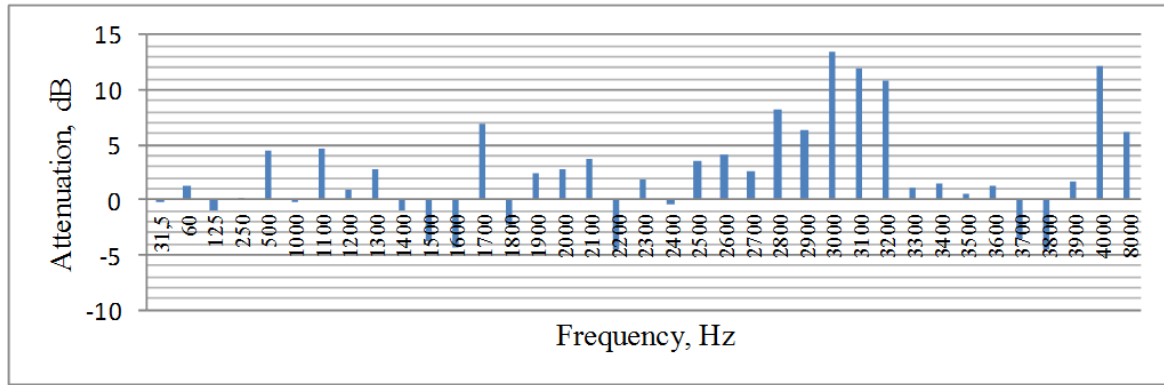
c)



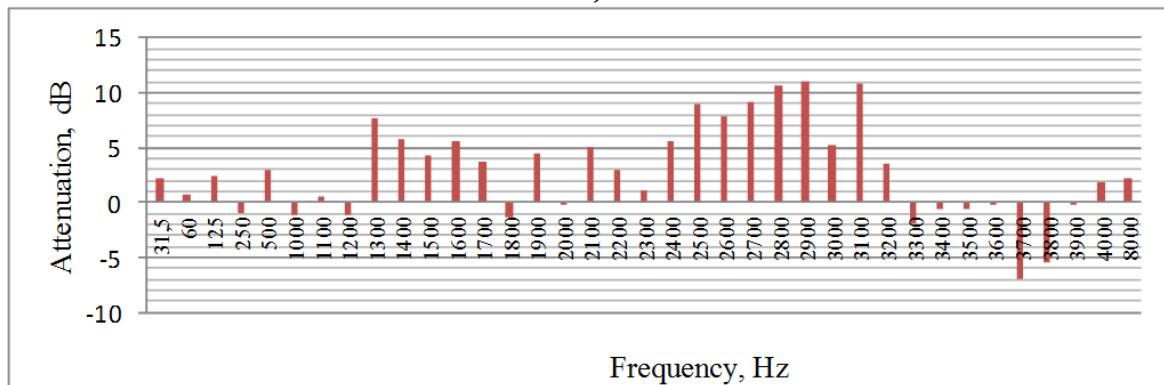
d)

a) $b=0.25$ mm; b) $b=0.5$ mm; c) $b=0.75$ mm; d) $b=1.0$ mm

Fig. 6. Histograms of the reflected signal attenuation at the given size of the gaps



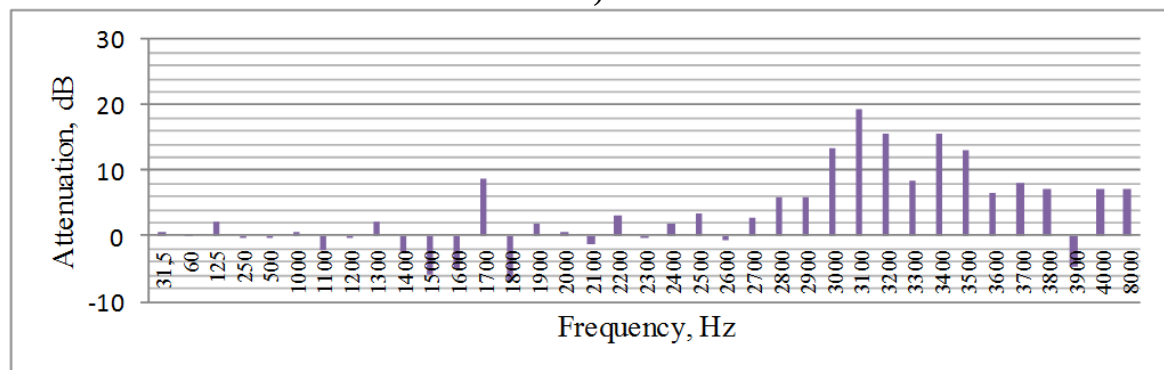
a)



b)



c)



d)

a) $b=0.25$ mm; b) $b=0.5$ mm; c) $b=0.75$ mm; d) $b=1.0$ mm

Fig. 7. Histograms of transmitted sound signal attenuation at the given values of the gaps

The changes in the levels of the transmitted signal (an acoustic shadow zone) are shown in Fig.7. The presented histograms prove that, as in the first case, both attenuation and amplification of the transmitted signal take place. As a whole, we should speak about the dominance of a positive result (signal attenuation) (Fig.7,a,b,d) with individual resonance manifestations. Exception, as in the first case, is a variant with a gap of 0.75 mm (Fig.7,c), where the resonance phenomena occur half the time.

Conclusion

At this stage we can formulate the following conclusions:

- 1) as it is shown by the laboratory experiments, the use of acoustic screens based on Helmholtz resonators provides upon the whole a positive result – attenuation of the level of acoustic noise – and this effect is observed in the area situated both in front of the screen and behind it, in the area of acoustic shadow;
- 2) the presence of resonance phenomena requires a preliminary analysis of the spectral composition of the dominant acoustic noise in a particular area of the urban environment in order to "choose" the design parameters of the screen, providing at minimum the absence of the relevant resonance at significant range frequencies;
- 3) a further research should be directed to the combination of different gaps that can provide mutual compensation of possible resonance phenomena.

The work was supported by the grant of Russian Foundation for basic research №14-08-00186.

References

1. Государственный доклад «О состоянии и об охране окружающей среды Российской Федерации в 2011 году» / Министерство природных ресурсов и экологии Российской Федерации. – Режим доступа: - <http://www.mnr.gov.ru/regulatory/detail.php?ID=130175> [State report "On the Condition and the Environmental Protection of the Russian Federation in 2011" / The Ministry of Natural Resources and Ecology of the Russian Federation. -Access mode: - <http://www.mnr.gov.ru/regulatory/detail.php?ID=130175>.]
2. Иванов Н.И. Концепция снижения шума в РФ / Защита от повышенного шума и вибрации: Сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, 18-20 марта 2015 г., СПб // Под ред. Н.И. Иванова. –СПб.: 2015. -С.14-26. [Ivanov N.I. The concept of reducing noise in the RF / Protection from increased noise and vibration: Proceedings of the All-Russian scientific-practical conference with international participation, 18-20 March 2015, St. Petersburg // Ed. N.I. Ivanov. SPb.: 2015. -P.14-26.].
3. Шубин И.Л. Акустический расчёт и проектирование конструкций шумозащитных экранов: автореферат дис. ... д-ра тех. наук. –М.: 2011. [Shubin I.L. Acoustic calculation and design of noise protection screen structures: abstract dis. ... doc. of technical sciences. -М.: 2011.].
4. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник / Н.И. Иванов. -3-е изд. перераб. и доп. – М.: Логос, 2015.- 432с. [Ivanov N.I. Engineering acoustics. Theory and practice of noise control: the textbook / N.I. Ivanov. -3d-ed., Rev. and add. -М.: Logos, 2015. -432 p.].
5. ОДМ 218.2.013-2011. Отраслевой дорожный методический документ. Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам. –М.: Росавтодор, 2011. -123 с. [ODM

218.2.013-2011. Industry road guidance document. Guidelines for protection from traffic noise of areas adjacent to the motorways. -M.: Rosavtodor, 2011. -123 p.].

6. Канев Н.Г. Пассивные и активные резонаторы для локальных систем гашения звука: дис. ... к-та физ.-мат. наук. –М.: 2006. [Kanev N.G. Passive and active resonators for local systems of sound damping: dis. ... dc. of physics and mathematical sciences. -M.: 2006.].

7. Булкин В.В., Беляев В.Е., Сергеев В.Н. Конструкторские расчёты элементов РЭС в условиях механических и акустических воздействий. – Муром: Изд.-полиграфический центр МИ ВлГУ, 2004. – 131 с. [Bulkin V.V., Belyaev V.E., Sergeev V.N. Design elements calculations under mechanical and acoustic effects. -Murom: Printing center MI Vladimir State University, 2004. -131p.].

8. Патент ПМ РФ, № 139581, E01F8/00. Шумопоглощающий экран / Булкин В.В., Калиниченко М.В., Фильков Д.Е., Штыков Е.А. Оpubл: 20.04.2014. [Patent PM (utility patent) RU, № 139581, E01F8/00. Silencing screen / Bulkin V.V., Kalinichenko M.V., Filkov D.E., Shtykov E.A. Published: 20.04.2014.].

9. Мурзинов П.В. Разработка звукоподавляющих облегченных структурированных панелей с заданными акустическими характеристиками: дис. ... к-та тех. наук. –Воронеж: 2011. [электронный ресурс] – Режим доступа: – URL: <http://www.dissercat.com/content/razrabotka-zvukopodavlyayushchikh-oblegchennykh-strukturirovannykh-panelei-s-zadannymi-akust#ixzz3cybCvBkt> (дата обращения 12.06.2015). [Murzinov P.V. Development of sound suppressing lightweight structured panels with predetermined acoustic characteristics: dis. ... doc. of technical sciences: -Voronezh: 2011 [electronic resource] - Access mode: – URL: <http://www.dissercat.com/content/razrabotka-zvukopodavlyayushchikh-oblegchennykh-strukturirovannykh-panelei-s-zadannymi-akust#ixzz3cybCvBkt> (application date 12.06.2015).].

Устройство для защиты от вибрации

Корчагин А.Б.*

Доцент, Омский государственный технический университет,
г. Омск, проспект Мира, 11, РФ

Аннотация

Проблема создания устройства вибрационной защиты заключается в обеспечении качества как упругих, так и демпфирующих свойств подвески. Решение состоит в проектировании упругих и демпфирующих элементов подвески с сопоставимыми мощностями. Целью данной статьи является обоснование применения в одном устройстве упругих и демпфирующих элементов с равноценными возможностями. Использование в подвеске пассивного упругого элемента совместно с управляемым демпфером может приводить к снижению эффективности последнего и наоборот. Диссипативные свойства пневматических упругодемпфирующих элементов хуже таковых у гидравлических демпферов. Технические возможности управляемых упругих и демпфирующих элементов могут удовлетворять требованиям взаимного соответствия. Статья состоит из следующих разделов: введения, теоретических основ, описания пневматического и магнитореологического демпфирования, аналитического представления динамики системы и заключения.

Ключевые слова: вибрационная защита, пневматическая пружина, магнитореологический демпфер.

The device for protection against vibration

Korchagin A.B.

Assistant Professor, Omsk State Technical University, Omsk, Russia

Abstract

The problem of creating a device vibration protection is to ensure the quality of both elastic and damping properties of the suspension. The solution is to design the elastic and damping of the suspension with comparable capacities. The purpose of this article is to study the use of a single device elastic and damping elements with equivalent capabilities. Using the suspension passive elastic member together with the controlled damper can lead to reduced effectiveness of the latter and vice versa. Dissipative properties of pneumatic elastic-damping elements are worse those of hydraulic dampers. Technical possibilities of elastic and damping controlled elements may satisfy the mutual correspondence requirements. The article includes the following sections: introduction, theoretical foundations, describing pneumatic and magnetorheological damping analytical representation of the system dynamics and conclusions.

Key words: vibration protection, air spring, magnetorheological damper.

Введение

Неизменной проблемой при создании системы вибрационной защиты является обеспечение одинакового качества как упругих, так и демпфирующих свойств подвески. При этом очевидно, что определение параметров системы подвески осуществляется в соответствии с предъявляемыми к данной системе требованиями, поэтому свобода выбора зависит, в первую очередь, от области применения системы защиты, а именно транспорта, сейсмической защиты, гражданского и промышленного строительства, строительства и эксплуатации мостов и т. д.

В процессе развития подвески ее основные элементы существенно изменились. Во многих случаях металлические упругие элементы (тяжелые и шумные листовые

*E-mail: omankor@mail.ru

рессоры и скрипящие пружины) заменяются упругими элементами на основе резинокордных оболочек, опыт применения которых относится еще к первой половине 19 века, и только отсутствие материалов каркаса с необходимыми техническими характеристиками явилось причиной задержки широкого использования пневматических упругих элементов.

Практикой подтверждено, что пневматические упругие элементы, называемые также пневматическими рессорами или пневматическими пружинами (далее ПП) легче и долговечнее металлических аналогов, что они, впрочем, как и гидравлические амортизаторы, обладают одновременно упругими свойствами и свойствами рассеивания (диссипации) энергии [1]. В настоящее время разработаны пневматические подвески на основе резинокордных оболочек (РКО) с управляемыми упругодемпфирующими характеристиками.

Интенсивное развитие одновременно происходило в области создания демпфирующих элементов систем вибрационной защиты. В конце шестидесятых годов прошлого века было предложено принять к сведению, что «...на современном уровне развития техники наиболее легкими и компактными при одинаковой мощности могут быть только гидравлические амортизаторы, которые обладают также доступностью регулировки и стабильностью характеристик в широком диапазоне частот колебаний (до 20 Гц)...» [2]. Внимание исследователей обращается также на расширение применения устройств, регулирующих характеристики как упругих, так и рассеивающих энергию устройств в соответствии с изменением параметров системы вибрационной защиты: «В современных подвесках все шире применяются устройства, регулирующие характеристики упругих элементов и амортизаторов в зависимости от изменяющихся параметров системы. В недалеком будущем, очевидно, регулирующие устройства подвески станут ее неотъемлемым и важнейшим элементом» [2]. Высказывания относились к будущему автомобильной отрасли, однако они по-прежнему актуальны, т. к. имеют общий характер, и в настоящее время воплощены в методиках проектирования систем управления [3, 4] для различных промышленно выпускаемых устройств вибрационной защиты.

Современные полуактивные магнитореологические, электрореологические и другие демпфирующие устройства обеспечили избавление от громоздких и сложных гидросистем в системах подвески [4], в результате созданы «интеллектуальные» подвески, которые обеспечивают не только безопасность, удобство использования, соответствие действий транспортных средств дорожным условиям за счет непрерывного изменения свойств подвески, но и успешно применяются в других областях, ранее упомянутых.

Исходя из оценки состояния технологии вибрационной защиты, наиболее целесообразным в настоящее время представляется совмещение в единой управляемой системе подвески пневматических упругодемпфирующих элементов на основе резинокордных оболочек и магнитореологических демпфирующих устройств.

1. Теоретические основы

Разработчик подвески транспортного средства (ТС) ищет компромиссный выход, решая две задачи. Первая состоит в обеспечении управления относительным движением подрессоренной массы и основания в соответствии с состоянием системы; вторая задача – изоляция движения подрессоренной массы от движения основания. Идеальная подвеска поддерживает подрессоренную массу, сохраняет устойчивость объекта в процессе управления, создает комфортные условия людям, управляет

положением колес и кузова, уменьшает возможность передачи вертикальной силы, т. е. устраняет противоречия между управляемостью и плавностью движения.

В настоящее время пневматическая подвеска используется в различных видах подвесок. Использование ПП в полуактивных подвесках позволяет достичь результатов, недостижимых для металлических пружин. Важными свойствами ПП при использовании в ТС являются [5]:

- обеспечение плавности хода ТС за счет низкой собственной частоты;
- возможность достижения постоянства собственной частоты системы в широком диапазоне значений поддрессоренной массы путем регулирования их статической высоты;
- значительно более совершенные виброизоляционные характеристики ПП в области высоких значений диапазона частот возбуждения по сравнению с механическими пружинами, достигаемые вследствие сжимаемости воздуха;
- постоянство высоты ПП для всех условий нагрузки позволяет поддерживать полезный ход подвески неизменным как при сжатии, так и при расширении;
- меньшие вес и размеры воздушных пружин по сравнению с металлическими винтовыми пружинами с сопоставимыми характеристиками.

Для других областей применения ПП перечень преимуществ отличается количеством и формулировками, однако общими во всех случаях являются, по меньшей мере, превосходство виброизоляционных характеристик ПП на более высоких частотах возбуждения по сравнению с механическими пружинами, отношение воспринимаемой нагрузки к собственному весу, а также цена.

В качестве недостатков ПП можно отметить возможные трудности в управлении ТС из-за крена вследствие низкой собственной частоты ПП, наиболее приемлемой для виброизоляции, причем ослабление проблемы за счет стабилизации крена делает подвеску более жесткой, что нежелательно; необходимость большего ухода, чем требуют металлические пружины, и возможность случайного повреждения острыми предметами [5].

2. Пневматическое демпфирование

Принцип пневматического (воздушного) демпфирования заключается в организации потока воздуха через отверстия определенного сечения за счет мгновенного перепада давления, где энергия расходуется на преодоление сопротивления движению потока через дроссели и/или клапанные устройства и сопутствующее вихреобразование [6, 7]. ПП выполняется в виде двух объемов: переменного рабочего и постоянного дополнительного, между которыми периодически создается движение потока воздуха или другого газа через клапанное устройство (рис. 1). В этом случае ПП выполняет функции пневматического амортизатора, совмещая упругие и демпфирующие свойства.

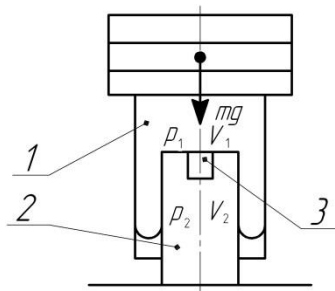


Рис. 1. Пневматический амортизатор

1 – рабочий объем, 2 – дополнительный объем, 3 – клапанное устройство,

p_1 – давление в рабочем объеме, p_2 – давление в дополнительном объеме,
 V_1 – рабочий объем, V_2 – дополнительный объем

Процесс демпфирования происходит в ПП при создании перепада давлений между объемами рабочим и дополнительным как на ходе отбоя, так и на ходе сжатия. Их объемы соединяются кратковременно по окончании ходов сжатия и отбоя посредством клапанного устройства и разъединяются в начале каждого следующего хода. Термодинамические процессы в рабочем объеме при этом происходят непрерывно, а в дополнительном объеме – лишь в течение коротких отрезков времени в начале каждого хода сжатия и отбоя.

Рабочие режимы и диапазон упругодемпфирующих характеристик ПП определяются конструкциями клапанных устройств и их настройкой. Оптимальные режимы работы ПП устанавливаются на основе описания термодинамических процессов, происходящих в объемах ПП. В систему дифференциальных уравнений входят уравнения динамики объекта вибрационной защиты (ОВ) [6].

Принципы активной и полупассивной пневматической подвески сформулированы, а происходящие процессы детально описаны в [8]. Конструкции ПП с упругодемпфирующими характеристиками изменялись и совершенствовались, пройдя путь развития от простых устройств с механическим управлением [9, 10] до ПП с управляемыми клапанными устройствами [6, 7].

3. Магнитореологическое демпфирование

Наиболее соответствующими требованиям функциональной гибкости диссипативными устройствами являются магнитореологические (МР) демпферы. Их достоинства: малое потребление энергии, быстроедействие, измеряемое микросекундами, создание демпфирующих усилий только при наличии относительных перемещений элементов подвески, стабильность свойств рабочей магнитореологической жидкости (МР жидкости), достаточно широкий температурный диапазон и т.д. [3, 4].

Демпфирование в МР демпфере происходит при движении МР жидкости под давлением в процессе преодоления гидравлических сопротивлений в зазорах между поршнем и стенками цилиндра или в отверстиях дросселей поршня. Вязкость МР жидкости изменяется многократно под действием магнитного поля, создаваемого обмотками соленоидов, размещенными в поршне или вокруг цилиндра или отверстий дросселей [3]. Управляемое изменение вязкости МР жидкости позволяет устанавливать необходимые в данных условиях значения мощности демпфера [2] в соответствии с уровнем и характером вибрации.

Одной из основных расчетных схем полупассивных МР демпферов является измененная модель вязкоупругого тела (рис. 2). Алгоритмы полупассивного управления описаны в [3].

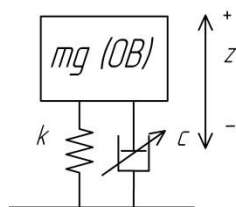


Рис.2. Измененная модель вязкоупругого тела

В исследовании, посвященном управляемым полупассивным подвескам, используемым на судах [11], представлена гистерезисная модель Бука-Вэня, в которой

МР демпфер установлен параллельно с пассивной ПП, обсуждаются преимущества применения упругого и демпфирующего в одном устройстве. Такая объединенная система виброизоляции весит меньше, чем две отдельные системы – упругая и демпфирующая. Достоинством модели является то, что во внимание приняты как упругие, так и демпфирующие свойства ПП (рис. 3).

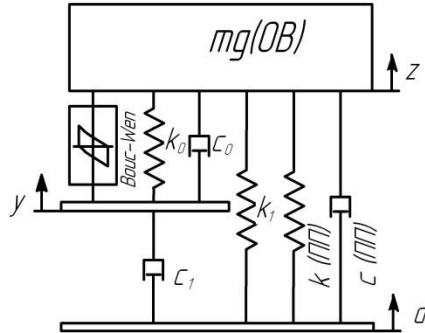


Рис.3. Параллельное соединение магнореологического демпфера (МР демпфера) и пассивной пневматической пружины (ПП)
 c (ПП) и k (ПП) – параметры жесткости и демпфирования пассивной ПП,
 c_0, k_0, c_1, k_1 и Vois-Wen – параметры МР демпфера,
 d, y и z – смещения основания, МР демпфера и объекта вибрационной защиты.

Авторами [12, 13, 14] используется схема подвески, в которой изменяются характеристики упругих и демпфирующих элементов (рис. 4). Предложенная в [12] гибридная система подвески, содержащая бесступенчатый гидравлический полуактивный демпфер и пружину, жесткость которой регулируется дополнительным приводом, установленным последовательно пружине. Недостатком устройства является использование металлической пружины в качестве основного упругого элемента.

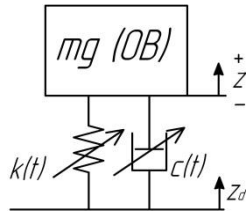


Рис. 4. Схема подвески с изменяемыми характеристиками упругих и демпфирующих элементов, $c(t), k(t)$ – параметры демпфирования и жесткости,
 d и z – смещения основания и объекта вибрационной защиты

4. Аналитическое представление динамики системы

Так называемая идеальная линейная модель для полуактивной системы вибрационной защиты (рис. 2) представлена в виде [5]:

$$m\ddot{z} + (\beta + c_s)\dot{z} + kz = (\beta + c_s)\dot{d} + kd, \quad (1)$$

где в левой части расположены характеристики системы, в правой части – внешние возмущения, действующие на систему:

- z – абсолютное смещение, м;
- $\dot{z}$ – скорость, м/с;
- $\ddot{z}$ – ускорение массы, м/с²;
- d – смещение основания, м;

$\dot{d}$ – скорость основания, м/с;
 m – поддрессоренная масса, кг;
 c_s – коэффициент демпфирования, кг/с;
 k – жесткость пружины, кг/с².

Коэффициент демпфирования «с» содержит составляющие демпфера и других демпфирующих элементов системы, значения которых малы по сравнению с демпфирующей силой демпфера. Изменение β с течением времени происходит согласно закону управления, воспроизводимому системой управления. При $\beta = 0$ система сохраняет свойство демпфирования.

Линейное уравнение предполагает линейность силы демпфирования, т. е. она является линейной функцией относительной скорости с наклоном, равным коэффициенту демпфирования. Уравнение (1) можно представить в виде:

$$m\ddot{x} + F_d + F_s = 0, \quad (2)$$

где демпфирующая сила определяется как

$$F_d = (\beta + c_s)(\dot{z} - \dot{d}), \quad (3)$$

и усилие пружины определяется как

$$F_s = k(z - d), \quad (4)$$

где $(z - d)$ – относительное смещение, м;

$(\dot{z} - \dot{d})$ – относительная скорость, м/с.

Рассуждая аналогичным образом, усилие пружины с регулируемыми характеристиками можно представить в виде:

$$F_s(p, V) = (\kappa + k_s)(\dot{z} - \dot{d}), \quad (5)$$

где κ – изменяемая составляющая жесткости.

Уравнение (1) можно записать в виде

$$m\ddot{z} + (\beta + c_s)\dot{z} + (\kappa + k)z = (\beta + c_s)\dot{d} + (\kappa + k)d. \quad (6)$$

Вследствие нелинейности действительных сил демпфирования и упругости, такое представление упругой силы усложняет анализ системы. Однако, учитывая преимущества управляемых пневматических пружин и МР демпферов, целесообразно их использовать в одном устройстве. Функции основных упругих и демпфирующих элементов в нем выполняют ПП и МР демпфер, при этом ПП обладает ограниченными демпфирующими свойствами.

На рис. 5 показана схема устройства вибрационной защиты, состоящего из ПП и МР демпфера. Устройство сочетает в себе перечисленные достоинства упругих и демпфирующих элементов, приведенных ранее. Схема ПП аналогична схеме, показанной на рис. 1.

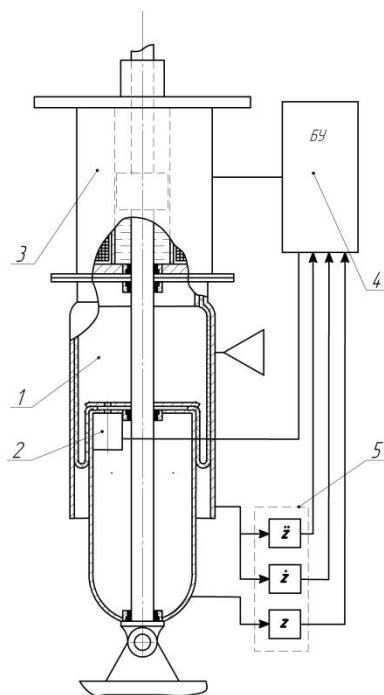


Рис. 5. Устройство вибрационной защиты с ПА и МР демпфером
1 – ПП, 2 – клапанное устройство, 3 – МР демпфер, 4 – блок управления, 5 – датчики перемещения, скорости и ускорения.

Заключение

Результаты выполненной в соответствии с заявленной темой работы показывают, что наиболее целесообразно сочетание в одном полуактивном устройстве управляемых упругих и демпфирующих элементов. Итоги обзора литературных источников свидетельствуют об интересе разработчиков как к общей проблеме создания устройства с идеальными характеристиками, так и к отдельным ее сторонам. Успех решения проблемы зависит от глубокого изучения процессов, происходящих при ослаблении вибрации техническими средствами, а также от достигнутого уровня техники. В настоящей статье не приведена, вследствие незавершенности работы и ограниченности объема статьи, развернутая методика расчета предложенного устройства. В состав методики входят начальные и граничные условия, соответствующие заданной области применения подвески, содержащей данное устройство; система нелинейных дифференциальных уравнений для выражения сил демпфирования и упругости; система линеаризованных дифференциальных уравнений, преобразованная из предыдущей с учетом возможных упрощений и допущений; нелинейные уравнения, записанные в удобном для моделирования системы управления подвеской виде; технология моделирования подвески и т. д. Показано исходное уравнение системы с управляемыми параметрами демпфирования и жесткости, не накладывающее ограничений на многообразие подходов к созданию устройств вибрационной защиты.

Список литературы

1. Равкин Р.А. Пневматическая подвеска автомобиля М.: Машгиз, 1962 - 287 с.
2. Дербаремдикер А.Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей. М.: Машиностроение. 1969. – 236 с.

3. Guglielmino, E. Semi-active Suspension Control / E. Guglielmino, T. Sireteanu, C. W. Stammers et al. – Springer, Verlag London Limited // 2008. – 294 P. – ISBN 978-1-84800-230-2.
4. Savaresi, S.M. Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles / S.M. Savaresi, C. Poussot-Vassal et al. – Elsevier, 2010. – 240 P. – ISBN: 978-0-08-096678-6.
5. Robinson, W. D. A pneumatic semi-active control methodology for vibration control of air spring based suspension systems / Robinson, W. D. Graduate Theses and Dissertations. Paper 12555. Iowa State University, Ames, Iowa. – 2012. – 134 P.
6. Аверьянов, Г.С. Исследование процессов и путей повышения эффективности воздушного демпфирования в пневматических амортизаторах виброзащитных систем. – Омск, Омский гос. тех. ун-т., 1999. – 115 с. – Деп. в ВИНТИ 17.06.99, № 1957 – В99.
7. Калашников, Б.А. Система амортизации объектов с дискретной коммутацией упругих элементов / Б.А. Калашников. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2008. – 344 с.
8. Акопян, Р.А. Пневматическое поддрессирование автотранспортных средств. – Львов: Вища школа, 1984. – Ч. 3. – 240 с.
9. А. с. СССР № 261926, М. кл. 63с,41; 47а,16/10. Пневматический упругий элемент / К.А. Гвинерия, Г.Д. Джохадзе. – № 1163498/27; заявл. 12.06. 1967, опубл. 13.01.1970. Бюл. № 5.
10. А. с. СССР № 467844, М. кл. В6Оg 11/26, F 16 f 9/04 . Пневматический упругий элемент подвески транспортного средства / В. А. Поляков, Н.Н. Рахманов, А.В. Рябов – № 1852645/27-11; заявл. 02. 12. 72, опубл. 25. 04.75. Бюл. № 15.
11. Mosher, M. and Tanner, E.T. A Numerical Investigation of Combined Shock and Vibration Isolation Through the Semi-active Control of a Magnetorheological Fluid Damper in Parallel with an Air Spring. – Proceeding of the 71 st SAVIAC Shock Vibration Symposium, Arlington, Virginia, November 6 - 9, 2000. – 14 P.
12. Koch, G. Experimental validation of a new adaptive control approach for a hybrid suspension system / G. Koch, S. Spirk, E. Pellegrini, N. Pletschen and B. Lohmann. In Proceeding of the 2011 American Control Conference on O'Farrell Street, San Francisco, CA, USA, June 29 – July 01, 2011. – P. 4580 - 4586.
13. Litak, G. Chaotic vibration of a quarter-car model excited by the road surface profile / G. Litak, M. Borowiec, M. I. Friswell, K. Szabelski. – Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation. 13 (2008). P. 1373 – 1383.
14. Verros, G. Design Optimization of Quarter - car Models with Passive and Semi-active Suspensions under Random Road Excitation / G. Verros, S. Natslavas, C. Papadimitriou / Journal of Vibration and Control. 11, 2005. – P. 581- 606.

References

1. Ravkin RA Air suspension vehicle M .: Mashgiz, 1962 – 287 P.
2. Derbaremdiker AD Hydraulic shock absorbers car. M .: Mechanical engineering. 1969. - 236 P.
3. Guglielmino, E. Semi-active Suspension Control / E. Guglielmino, T. Sireteanu, C. W. Stammers et al. – Springer, Verlag London Limited // 2008. – 294 P. – ISBN 978-1-84800-230-2.
4. Savaresi, S.M. Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles / S.M. Savaresi, C. Poussot-Vassal et al. – Elsevier, 2010. – 240 P. – ISBN: 978-0-08-096678-6.

5. Robinson, W. D. A pneumatic semi-active control methodology for vibration control of air spring based suspension systems / Robinson, W. D. Graduate Theses and Dissertations. Paper 12555. Iowa State University, Ames, Iowa. – 2012. – 134 P.
6. Averyanov, GS Examination of processes and ways to improve the efficiency of air in the pneumatic shock absorber damping vibration isolation systems. - Omsk, Omsk State. those. Univ., 1999. - 115 p. - Dep. VINITI 17.06.99, № 1957 - B99.
7. Kalashnikov, BA System amortization objects with discrete switching elastic elements / BA Kalashnikov. - Omsk: Publishing House of the Omsk State Technical University, 2008. - 344 P.
8. Akopyan, RA Pneumatic cushioning vehicles. - Lviv: Vishcha School, 1984 – Part 3. – 240 P.
9. A. s. USSR № 261 926, M. Cl. 63c, 41; 47a, 16/10. Pneumatic elastic element / K.A. Gvineriya, G.D. Dzhokhadze. – № 1163498/27; appl. 12.06. 1967, publ. 13.01.1970. Bull. № 5.
10. A. s. USSR № 467844, M. Cl. V6Og 11/26, F 16 f 9/04. Pneumatic elastic element of the vehicle suspension / V.A. Polyakov, N.N. Rakhmanov, A.V. Ryabov – № 1852645 / 27-11; appl. 02. 12. 72, publ. 25. 04.75. Bull. № 15.
11. Mosher, M. and Tanner, E.T. A Numerical Investigation of Combined Shock and Vibration Isolation Through the Semi-active Control of a Magnetorheological Fluid Damper in Parallel with an Air Spring. – Proceeding of the 71 st SAVIAC Shock Vibration Symposium, Arlington, Virginia, November 6 - 9, 2000. – 14 P.
12. Koch, G. Experimental validation of a new adaptive control approach for a hybrid suspension system / G. Koch, S. Spirk, E. Pellegrini, N. Pletschen and B. Lohmann. In Proceeding of the 2011 American Control Conference on O'Farrell Street, San Francisco, CA, USA, June 29 – July 01, 2011. – P. 4580 - 4586.
13. Litak, G. Chaotic vibration of a quarter-car model excited by the road surface profile / G. Litak, M. Borowiec, M. I. Friswell, K. Szabelski. – Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation. 13 (2008). P. 1373 – 1383.
14. Verros, G. Design Optimization of Quarter - car Models with Passive and Semi-active Suspensions under Random Road Excitation / G. Verros, S. Natslavas, C. Papadimitriou / Journal of Vibration and Control. 11, 2005. – P. 581- 606.

Об условиях применения стеновых панелей WALLKING по критерию звукоизоляции в жилищном строительстве России

Кривцов С.И.¹, Рамазанов Т.А.², Латыпов В.М.^{3*}

¹ Ведущий научный сотрудник центра «Стройтехэкспертиза», старший преподаватель кафедры «Строительные конструкции» УГНТУ, Проспект Октября, д.180, кв. 340, г. Уфа, РФ

² Магистрант кафедры «Строительные конструкции» УГНТУ, ул. Менделеева, д.193/1, комн. 411, г. Уфа, РФ

³ Доктор технических наук, профессор, член-кор. РАЕН, заведующий кафедрой «Строительные конструкции» УГНТУ, ул. Революционная, д.15, кв. 15, г. Уфа, РФ

Аннотация

В статье приведены результаты проведенного акустического анализа с целью адаптации к Российскому рынку жилья стеновых пенополистиролбетонных панелей китайской компании WALLKING INTERNATIONAL NEW BUILDING MATERIALS CO., LIMITED, которые находят все большее применение в качестве внутренних ограждающих конструкций при строительстве жилых зданий. Одним из достоинств рассмотренных панелей является их масса. Плотность панели составляет 650 кг/м^3 , что в 3 раза легче обычной кирпичной кладки, и позволяет вести монтажные работы вручную.

Ключевые слова: строительная акустика, акустический расчет, индекс звукоизоляции воздушного шума, раздельные конструкции.

On the conditions of use of the wall panels WALLKING criterion of sound insulation in housing construction Russian

Krivtsov S.I.¹, Ramazanov T.A.², Latypov, V.M.³

¹ Senior Researcher Center "Construction and technical expertise", Senior Lecturer of the Department "Building Structures" USPTU, Russia, Republic Bashkortostan, Ufa, 180 October Prospect, Apt. 340

² Master of the department "Building construction" USPTU Russia, Republic Bashkortostan, Ufa, 193 / 1 Mendelev Street. room 411

³ Doctor of Technical Sciences, professor, corresponding member. Natural Sciences, Head of the Department "Building Structures" USPTU Russia, Republic Bashkortostan, Ufa, 15 Revolutionary Street, apt. 15

Abstract

The article presents the results of the acoustic analysis in order to adapt to the Russian housing market expanded polystyrene concrete wall panels of the Chinese company WALLKING INTERNATIONAL NEW BUILDING MATERIALS CO., LIMITED, which are increasingly used as internal walling in the construction of residential buildings. One of the advantages of the considered panels is their weight. The density of the panel is 650 kg / m^3 , which is 3 times lighter than conventional masonry and allows installation work manually.

Key words: building acoustics, acoustic calculations, the index of sound insulation of airborne noise, separate structure.

Введение

Объектом исследования являются пенополистиролбетонные стеновые панели китайской компании WALLKING INTERNATIONAL NEW BUILDING MATERIALS CO., LIMITED с точки зрения их применимости на Российском рынке жилья. Анализируются расчетные акустические характеристики этих панелей и предлагается техническое решение применимости панелей, с учетом Российских норм звукоизоляции.

*E-mail:mokimoto1@yandex.ru (Кривцов С.И.), stexpert@mail.ru (Рамазанов Т.А., Латыпов В.М.)

1. Акустические расчеты индекса изоляции воздушного шума

Исходя из удобства монтажа без грузоподъемной техники и возможности транспортировки в стационарных контейнерах, размеры панелей в плане составляют 610×2440 (2680, 2880, 3000) м, а толщина панелей – 50, 75, 100, 120 и 150 мм.

Уровень звукоизоляции панелей WALLKING, определенный производителем согласно китайскому стандарту звукоизоляции GBJ121-88, соответствует:

Таблица 1

Акустические характеристики отдельных ограждений

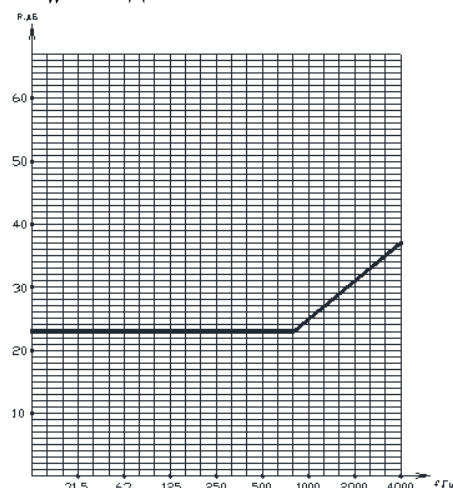
Толщина панели, мм	Воздушная звуковая изоляция, дБ
75	37
100	42
120	47

Авторами были выполнены акустические расчеты индекса изоляции воздушного шума одностенных конструкций согласно требований норматива [1]. При этом в качестве расчетной модели принята акустически однородная одностенная конструкция со средней плотностью $\gamma=650$ кг/м³.

Результаты следующие:

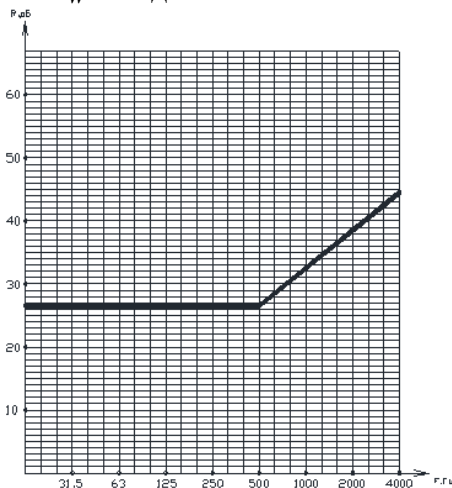
1) панель толщ. 50 мм

$R_W = 27$ дБ



2) панель толщ. 75 мм

$R_W = 33$ дБ



3) панель толщ. 100 мм

$R_W = 37$ дБ

4) панель толщ. 120 мм

$R_W = 40$ дБ

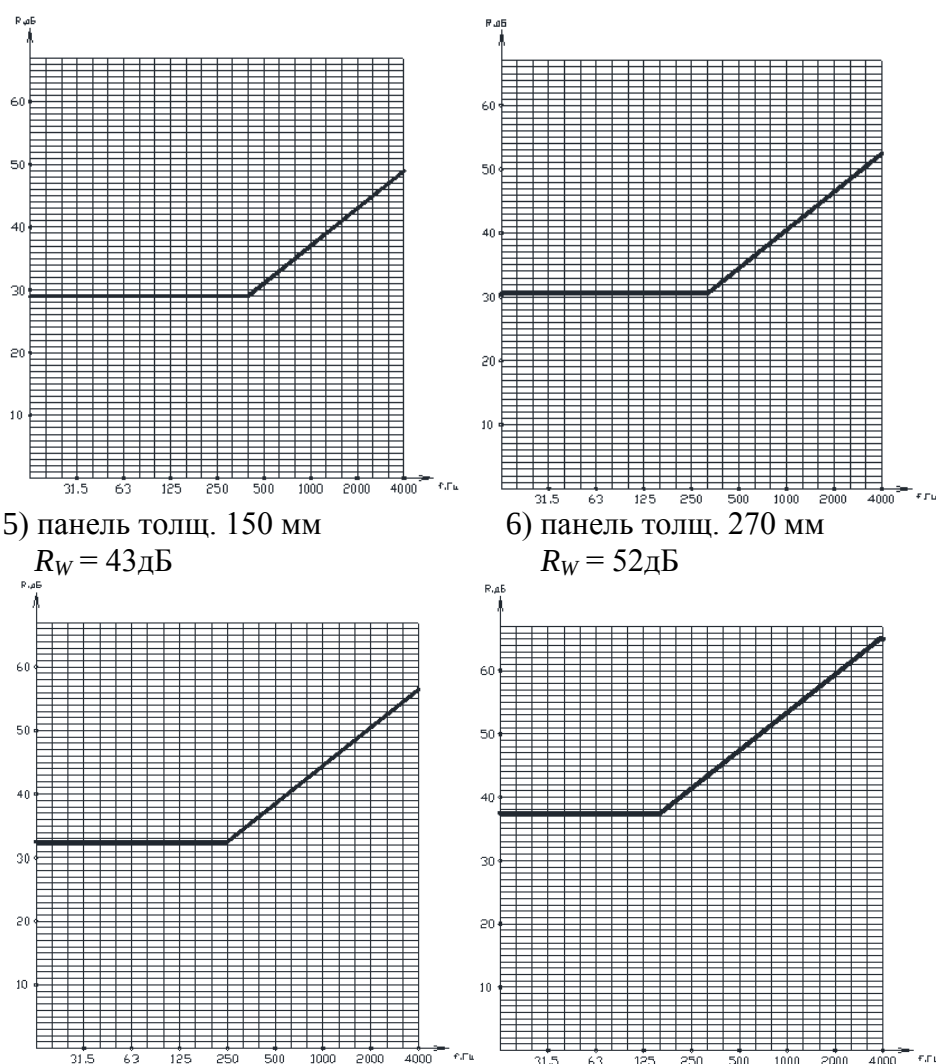


Рис. 1. Графики расчетных частотных характеристик изоляции воздушного шума

Приведенные расчеты (рис. 1) свидетельствуют о наличии отклонений индексов изоляции воздушного шума, определенных по китайскому стандарту, от индексов изоляции воздушного шума, определенных по российскому стандарту, в среднем на 4..7 дБ в меньшую сторону. Таким образом, при применении пенополистиролбетонных стеновых панелей WALLKING в виде одностенной конструкции в качестве межквартирной стены (для которой нормативный индекс изоляции воздушного шума составляет 52 дБ [1]), может быть использована панель толщиной 270 мм, а для межкомнатной стены (нормативный индекс изоляции воздушного шума – 43 дБ [2]) может быть использована панель толщиной 150 мм. Вес одной панели размером 150×610×3000 мм составляет 178 кг, а толщиной 270 мм – 321 кг, что значительно затруднит ручной монтаж таких панелей.

В связи с этим, авторами предложена конструкция стенового раздельного ограждения, состоящая из двух одинаковых по толщине панелей с воздушным зазором между ними в 10 мм: 50 мм + 50 мм – для межкомнатного ограждения и 100 мм + 100 мм – для межквартирного ограждения. В этом случае наибольший вес одной панели толщиной 100 мм составит 119 кг, что вполне приемлемо для ручного монтажа звеном из 3 человек. Расчет звукоизоляции предлагаемых ограждений произведен с применением

«Инженерного расчета звукоизоляции двустенной конструкции», предложенного профессором Боголеповым Игорем Ильичом [3].

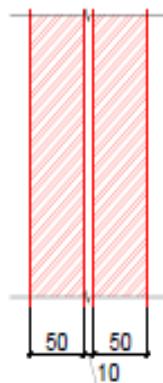


Рис. 2. Расчетная схема перегородки
«50+50» мм

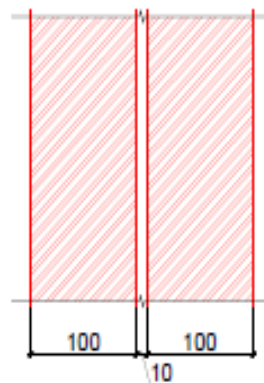


Рис. 3. Расчетная схема стены
«100+100» мм

Расчет выполняется аналитическим способом, как для одностенной конструкции, и начинается с определения значений двух граничных частот в третьоктавных полосах частот. При этом первая граничная частота рассчитывается по формуле:

$$f_{Г1} = 85 \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{d_2 m_1 m_2}}, \text{ Гц} \quad (1)$$

где m_1 и m_2 – поверхностные массы, соответственно, первой и второй пластины одностенных конструкций, кг/м^2 ;

d_2 – расстояние между стенками, м.

Вторая граничная частота рассчитывается по формуле:

$$f_{Г2} = \frac{85}{d_2}, \text{ Гц} \quad (2)$$

Значения первой и второй граничных частот обозначаются ближайшими по значению третьоктавными частотами. Нижняя и верхняя границы расчетного диапазона частот определяются таковыми для одностенных конструкций данной типовой двустенной конструкции. От нижней границы расчетного диапазона частот (100 Гц) до первой граничной частоты звукоизоляция двустенной конструкции рассчитывается по формуле:

$$R = 14,5 \lg [f(m_1 + m_2)] - 29, \text{ дБ} \quad (3)$$

где f – третьоктавные полосы частот в расчетном диапазоне, Гц;

m_1, m_2 – поверхностные плотности, соответственно, первой и второй пластины одностенных конструкций, кг/м^2 , (при одинаковой толщине стенок раздельного ограждения $m_1 = m_2$).

$$m_1, m_2 = \rho \times s, \text{ кг/м}^2 \quad (4)$$

где s – толщина одной стенки ограждения, м;

ρ – плотность, кг/м^3 .

От первой до второй граничной частоты звукоизоляция двустенной конструкции в третьоктавных полосах частот определяется по формуле:

$$R = R(f_{Г1}) + \frac{[R(f_{Г2}) - R(f_{Г1})]}{(\lg f_{Г2} - \lg f_{Г1})} (\lg f - \lg f_{Г1}), \text{ дБ} \quad (5)$$

где $R(f_{Г1})$ – звукоизоляция на первой граничной частоте, рассчитанная по формуле (3), дБ;

$R(f_{Г2})$ – звукоизоляция на второй граничной частоте, рассчитанная по формуле (6), дБ;

$f_{Г1}$ – первая граничная частота, рассчитанная по формуле (1), Гц;

$f_{Г2}$ – вторая граничная частота, рассчитанная по формуле (2), Гц;

f – третьоктавная частота расчетного диапазона, Гц.

Звукоизоляция на второй граничной частоте $R(f_{Г2})$ и на частотах в диапазоне от второй граничной частоты до верхней границы расчетного диапазона частот (3150 Гц), определяется по формуле:

$$R(f_{Г2}) = 0,9 \times (R_1 + R_2), \text{ дБ} \quad (6)$$

где $R_1 = R_2$ – звукоизоляция одной стенки раздельного ограждения (значения $R_{1,2}$ на соответствующих частотах приняты из вышеприведенных акустических расчетов одностенных конструкций), дБ.

Расчет раздельных ограждений сведен в Таблицу 2:

Таблица 2

Акустические характеристики раздельных ограждений

№ п/п	Тип стены, мм	$f_{Г1}$, Гц	$f_{Г2}$, Гц	Звукоизоляция в третьоктавных полосах частот, дБ																R_w , дБ
				100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	
1	50+50	200	8500	26	28	29	31	34	37	39	42	45	48	51	54	56	59	62	65	45
2	100+100	160	8500	31	32	34	38	41	45	49	53	56	60	64	67	71	75	78	82	53

Заключение

Проведенные расчеты свидетельствуют о том, что индекс изоляции воздушного шума раздельными ограждениями типа «50+50» мм и «100+100» мм, равный соответственно 45 дБ и 53 дБ, соответствует нормативным требованиям Российской Федерации для внутренних ограждающих конструкций жилых зданий, при этом вес наиболее тяжелой панели позволяет производить работы внутри здания вручную. Общая толщина межквартирной стены типа «100+100» мм составляет 210 мм, что на 70 мм меньше традиционной кирпичной стены. Общая толщина межкомнатной перегородки типа «50+50» мм составляет 110 мм, что на 40 мм меньше кирпичных перегородок.

Список литературы

1. СП 51.13330.2011. Свод правил. СП 51.13330.2011. Защита от шума. Актуализированная редакция. СНиП 23-03-2003. – Введ. 2011-05-20. – М.: Минрегион России, 2011. – 42с
2. СП 23-103-2003. Свод правил по проектированию и строительству. Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий. – Введ. 2003.12.25. – М.: Госстрой России, 2003. – 30с
3. И.И.Боголепов. Строительная акустика – СПб.: Издательство политехнического университета, 2006. – 323с

Bibliography

1. SP 51.13330.2011. Set of rules. SP 51.13330.2011. Noise protection. The updated edition. SNiP23-03-2003. - Enter. 2011-05-20. - M .: Ministry of Regional Development of Russia, 2011 - 42c
2. SP 23-103-2003. Code of practice for design and construction. Designing acoustic walling residential and public buildings. - Enter. 2003.12.25. - M .: State Construction Committee of Russia, 2003 - 30c
3. I.I.Bogolepov. Building acoustics - St. Petersburg .: Publisher Polytechnic University, 2006. - 323C

Расчет изоляции воздушного шума (звукоизоляции) однослойных плит

Щелоков Ю.А.

Генеральный директор, ООО «Акустические расчеты»,
РФ, г. Санкт-Петербург, пр. Пискаревский д.25

Аннотация

В работе рассмотрена методика определения изоляции воздушного шума массивных конструкций, согласно Своду Правил СП 23-103-2003 «Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий». Рассмотрены основные недостатки графоаналитического метода. Приведена классическая методика расчета звукоизоляции, а также способы ее корректировки для возможности расчета массивных преград (плит). Получена универсальная теоретическая модель расчета звукоизоляции акустически однородных конструкций. Проведено сравнение результатов расчета по предлагаемой методике с данными лабораторных исследований звукоизоляции преграды из стеновых силикатных блоков.

Ключевые слова: звукоизоляция, строительная акустика, коэффициент механических потерь, фактор переизлучения, защита от шума.

Calculation of airborne sound insulation for single-layer plates

Schelokov Y^{*}

General Director, LLC "Acoustic calculations", Piskarevsky pr., h. 25, Saint-Petersburg, Russia

Abstract

The paper considers the method of determining airborne sound insulation massive structures, according to a set of rules SP 23-103-2003 "Design of sound insulation enclosing structures of residential and public buildings." The paper considers the main disadvantages of graphic-analytical method. The paper shows the classical method of calculating of the sound insulation, as well as ways of calculating with adjustment for the calculation sound insulation of massive barriers (plates). Universal theoretical model were received for calculating the sound insulation of acoustically homogeneous structures. In the article author did the comparison of the calculation results by the proposed method with laboratory data for the wall of silicate blocks.

Key words: sound insulation, building acoustics, mechanical loss factor, the factor of re-emission, protection against noise.

Введение

При проектировании жилых и общественных зданий разработка и применение конструкций, отвечающих нормативным требованиям по эффективности защиты от шума, имеет большое значение.

В качестве основной инструктивно-нормативной документации по вопросам расчета и разработки звукоизоляции конструкций применяют Свод Правил СП 23-103-2003 «Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий».

Основную долю гражданского строительства в современных городах составляют многоквартирные дома, в которых преобладают массивные однослойные внешние и внутренние ограждающие конструкции постоянного сечения.

Растущая потребность акустического комфорта и большая распространенность

подобных конструкций требует качественного подхода при расчете изоляции воздушного шума.

1. Графоаналитический метод расчета звукоизоляции

Для расчета звукоизоляции подобных конструкций в Своде Правил используют графоаналитический метод, заключающийся в построении частотной характеристики изоляции воздушного шума, изображая ее в виде ломаной линии, аналогичной линии ABCD на рисунке 1 [1].

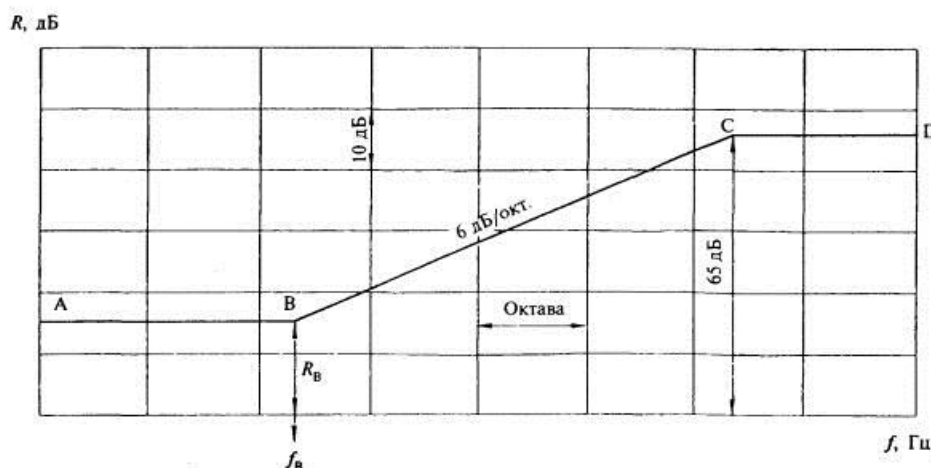


Рис. 1. Частотная характеристика изоляции воздушного шума однослойным плоским ограждением

Координаты точки *B* частотной характеристики зависят от плотности и толщины ограждающей конструкции, которые определяются по эмпирическим данным соответствующих графиков и таблиц.

Значение изоляции воздушного шума R_B в точке *B* определяется по формуле

$$R_B = 20 \log(m_{\text{э}}) - 12, \quad (1)$$

где $m_{\text{э}} = K \cdot m$ – эквивалентная поверхностная плотность, кг/м^2 ;

m – поверхностная плотность; кг/м^2 ;

K – коэффициент, учитывающий относительное увеличение изгибной жесткости ограждения из бетонов на легких заполнителях, поризованных бетонов и т.п. по отношению к конструкциям из тяжелого бетона с той же поверхностной плотностью.

Сложность построения частотной характеристики изоляции воздушного шума по вышеизложенной методике состоит в том, что координаты точки *B* и значение коэффициента K можно определить для ограниченного количества материалов:

- керамзитобетон;
- перлитобетон;
- аглопоритобетон;
- шлакопемзобетон;
- газобетон, пенобетон;
- кирпич;
- гипсобетон, гипс.

В последнее время появилось много новых видов строительных материалов

(полистиролбетон, вспененная древесина, арболит, биоматериалы и др.), которые рассматриваются проектировщиками как перспективные, при этом рассчитать их звукоизоляцию по методике Свода Правил не получается.

Более того, для известных материалов использование графоаналитического метода сопряжено с дополнительными ошибками, за счет округления значения критической частоты B до среднегеометрической частоты третьоктавной полосы, в пределах которой находится f_B .

Кроме графоаналитического метода простого расчетного способа определения звукоизоляции толстых, массивных конструкций найдено не было.

Результаты трудоемких вычислений, проведенных рядом авторов (М. Седов [5], Л. Осипов [6]) использовать на практике не удалось.

2. Классическая теория звукоизоляции

В данной работе для расчета изоляции воздушного шума массивных, толстых конструкций рассматривается возможность применения скорректированной классической теории звукоизоляции, не имеющей вышеизложенных недостатков.

В 1942 г. Кремер [3] для коэффициента прохождения через стену представил выражение

$$\tau(\theta) = \frac{1}{\left| 1 + \frac{Z(\theta) \cdot \cos(\theta)}{2\rho_0 c_0} \right|^2}, \quad (2)$$

где $Z(\theta)$ – импеданс преграды, $[\text{кг}/\text{м}^2\text{с}]$;

θ – угол падения, $[\text{градусы}]$;

ρ_0 – плотность воздуха, $[\text{кг}/\text{м}^3]$;

c_0 – скорость звука в воздухе, $[\text{м}/\text{с}]$.

Выражение для расчета импеданса пластины [4] имеет вид

$$Z(\theta) = i \left[\omega m - \frac{D(1+i\eta)\omega^3 \sin^4(\theta)}{c_0^4} \right], \quad (3)$$

где $i = \sqrt{-1}$ – мнимая единица;

$\omega = 2\pi f$ – циклическая частота, $[\text{рад}/\text{с}]$;

f – частота, $[\text{Гц}]$;

m – поверхностная масса пластины, $[\text{кг}/\text{м}^2]$;

$D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$ – цилиндрическая жесткость пластины, $[\text{Па} \cdot \text{м}^3]$;

E – модуль Юнга, $[\text{Па}]$;

h – толщина пластины, $[\text{м}]$;

μ – коэффициент Пуассона;

η – коэффициент механических потерь.

В реальных условиях звуковое поле, падающее на ограждающую конструкцию можно считать диффузным. Коэффициент прохождения для диффузного поля [7] определяется как

$$\tau_{diff} = \frac{\int_0^{78^\circ} \tau(\theta) \cos(\theta) \sin(\theta)}{\int_0^{78^\circ} \cos(\theta) \sin(\theta)}. \quad (4)$$

С учетом диффузного коэффициента прохождения звукоизоляция пластины R будет равна

$$R = 10 \cdot \log \left(\frac{1}{\tau_{diff}} \right). \quad (5)$$

Расчет звукоизоляции по формулам (2) - (5) справедлив для тонких конструкций, таких как стекло, гипсокартонные листы, сталь и другие материалы, где звук распространяется в виде изгибных волн.

Применение классической теории для толстостенных конструкций приводит к неверному результату: наклон расчетной кривой роста звукоизоляции с частотой выше наклона экспериментальной кривой.

3. Корректировка классической теории звукоизоляции

Распространение акустических волн через массивные конструкции (из тяжелого, легкого бетона, кирпичной кладки и т.п.) сопровождается возникновением не только изгибных, но и продольных сдвиговых колебаний. В результате чего, характерные частотные характеристики массивных и тонкостенных конструкций не совпадают.

Предположим, что полученная Кремером формула (2) для коэффициента прохождения толстостенной конструкции справедлива с импедансом преграды $Z'(\theta)$, учитывающим сдвиговые волны.

Чтобы учесть сдвиговые волны в материале преграды [6] запишем импеданс в виде

$$Z'(\theta) = i\omega m + \frac{z_B z_S}{z_B + z_S}, \quad (6)$$

где $z_B = -\frac{i\omega^3 D}{c_0^4} \sin^4(\theta)$ – импеданс изгиба, [кг/м²с];

$z_S = -\frac{i\omega G h}{c_0^2} \sin^2(\theta)$ – импеданс сдвига, [кг/м²с];

$G = \frac{E}{2(1+\mu^2)}$ – модуль сдвига, [Па].

Однако при построении частотной характеристики звукоизоляции толстостенной преграды по формулам (2)-(6) даже с учетом сдвиговых волн ведет к неверному наклону кривой: рост изоляции воздушного шума с частотой получается более интенсивным, чем на практике.

Предполагая, что импеданс толстостенной преграды пропорционален тангенсу угла падения θ , введем фактор переизлучения $\Phi(\theta)$, и перепишем формулу (2) следующим образом

$$\tau'(\theta) = \frac{1}{\left| 1 + \frac{\Phi(\theta) \cdot Z'(\theta) \cdot \cos(\theta)}{2\rho_0 c_0} \right|^2} = \left| 1 + \frac{\left[i\omega m - \frac{i\omega^3 h G D \sin^4(\theta)}{(\omega^2 D \sin^2(\theta) + G h) c_0^4} \right] \cdot \sin(\theta)}{2\rho_0 c_0} \right|^{-2}, (7)$$

где $\tau'(\theta)$ – коэффициент прохождения звука, учитывающий сдвиговые волны в материале преграды и фактор переизлучения,

$$\Phi(\theta) = \begin{cases} 1 \\ \tan(\theta) \end{cases} \quad \text{– фактор переизлучения (угловой фактор), равный 1 для}$$

тонкостенных конструкций и $\tan(\theta)$ – для массивных конструкций.

Для определения звукоизоляции акустически однородной преграды при диффузном падении на нее акустической энергии, необходимо полученное выражение для коэффициента прохождения $\tau'(\theta)$ подставить в формулы (4) и (5), соответственно.

4. Экспериментальная проверка результатов расчета

Ранее [2] в качестве примера мы рассчитывали звукоизоляцию строительных конструкций по формуле (7), сравнивали с результатами расчета по графоаналитическому методу, и показали хорошую согласованность результатов.

18 июня 2015 г. в испытательном центре «ПКТИ-СтройТЕСТ» были проведены исследования звукоизоляционной способности ограждающей конструкции (см. рис.2) из стеновых силикатных блоков, плотностью 1740 кг/м^3 и толщиной 130 мм.

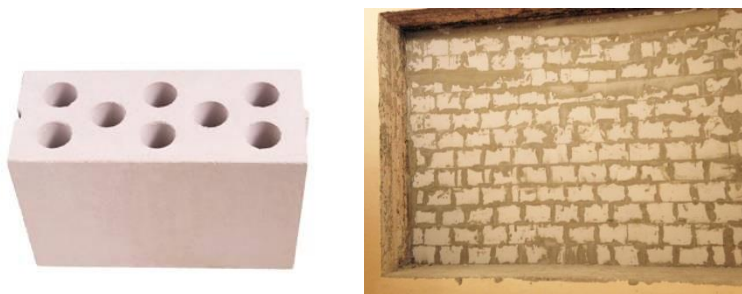


Рис. 2. Испытываемая конструкция из силикатных блоков

Как правило, в качестве помещения высокого уровня (ПВУ) при измерениях звукоизоляции выбирают помещение больших размеров. В качестве помещения низкого уровня (ПНУ) выбирают смежное помещение меньшего размера. Однако согласно принципу взаимности: при изменении падения звука на обратное, звукоизоляция преграды не меняется [5].

С целью подтверждения данного принципа на практике, измерения проводились с размещением источника шума в обоих измерительных помещениях.

При размещении источника шума в большом помещении, измерения будем называть стандартными. При размещении источника шума в маленьком помещении, измерения будем называть реверсными.

В качестве расчетных данных были приняты следующие значения:

Таблица 1

Параметры исследуемой конструкции

Материал	Плотность, кг/м ³	Толщина, мм	Модуль Юнга, 10 ¹⁰ Па	Коэффициент Пуассона ^[8]	Коэффициент механических потерь ^[8]
Силикатный бетон	1740	130	4	0,2	0,01

Результаты измерений и расчетов исследуемой конструкции, представлены на рис.3.

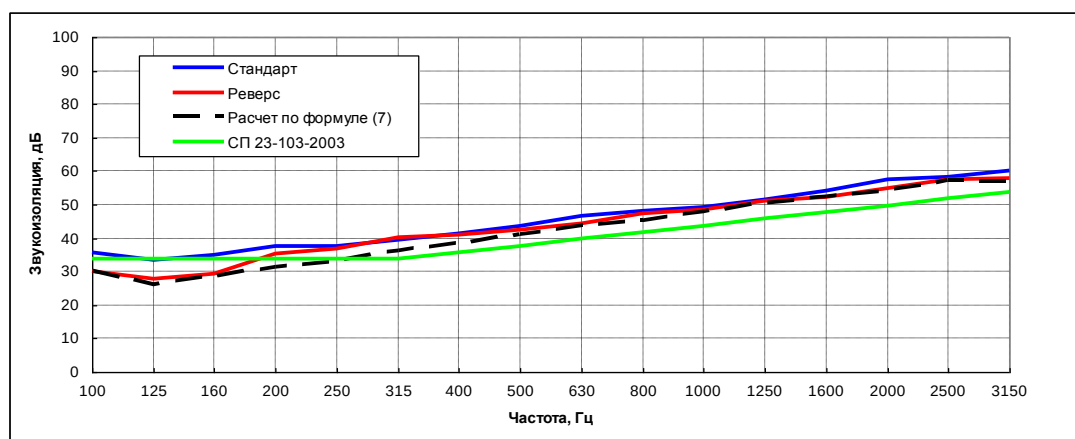


Рис.3. Результаты измерений и расчетов звукоизоляции конструкции из стеновых силикатных блоков

Анализируя данные рисунка 3 можно сделать следующие выводы:

- 1) При смене размещения источника шума (додэкаэдра) из одного помещения в другое, меняется сторона ограждающей конструкции, на которую воздействует прямое акустическое поле источника. При этом звукоизоляционная способность конструкции в целом не меняется, что подтверждает справедливость принципа взаимности звукоизоляции.
- 2) Расчет по графоаналитическому методу дает частотную характеристику, лежащую ниже (правее) экспериментальной кривой звукоизоляции на частотах с 250 Гц, что может быть обусловлено неверным определением частоты f_B , ошибками, возникающими при округлении данного значения до ближайшей среднегеометрической частоты третьоктавной полосы, в пределах которой она была определена.
- 3) Расчет по скорректированной классической методике показывает большую согласованность с результатами эксперимента: более верно определены значения звукоизоляции, резонансная частота, наклон частотной характеристики.

Заключение

Таким образом, корректировка классической методики расчета звукоизоляции за счет введенного фактора переизлучения (углового фактора) $\Phi(\theta) = \begin{cases} 1 \\ \tan(\theta) \end{cases}$, и учета сдвиговых волн в материале, позволяет определять звукоизоляционную способность однослойных преград из разных материалов и разной толщины, хорошо согласуясь с графоаналитическими методами и экспериментальными исследованиями.

Список литературы

1. СП 23-103-2003. Звукоизоляция ограждающих конструкций жилых и общественных зданий. – Санкт-Петербург, 2004.
2. Щелоков Ю.А. Расчет звукоизоляции акустически однородных конструкций / Ю.А. Щелоков // Сборник докладов V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации»; Под ред. Н.И. Иванова. – Санкт-Петербург, 2015. – с.349-354.
3. Cremer L. Theorie der Schalldämmung dünner Wände bei schrägem Einfall / L. Cremer // Akustische Zeitschrift, 1942. – №.7. – S. 81-125.
4. Боголепов, И.И. Архитектурная акустика / И.И. Боголепов. – СПб: Политехника, 2001. - 158 с.
5. Седов, М. С. Расчёт звукоизоляции однослойных ограждений на низких частотах / М. С. Седов, В. Н. Бобылёв. – Горький: Изд-во ГГУ, 1976. – 46 с.
6. Осипов Г.Л. Звукоизоляция и звукопоглощение: Учеб. пособие для студентов вузов / Л.Г. Осипов, В.Н. Бобылев, Л.А. Борисов и др.; Под ред. Г.Л. Осипова, В.Н. Бобылева. — М.: ООО «Издательство АСТ»: ООО «Издательство Астрель», 2004. — 450 с.
7. Marshall Long. Architectural Acoustics. 2nd Edition //M. Long, 2014. – 950 p.
8. Carl Hopkins. Sound Insulation //C. Hopkins . – New York, 2007. – 622 p.