

ISSN 2412-8627

Vol. 6 No. 3

12+

Noise

Theory and Practice

Scientific Journal



III
2020

Acoustic Design Institute

Редакционная коллегия

Главный редактор

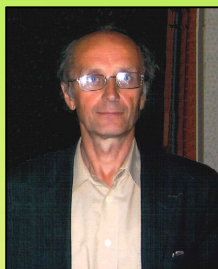
Иванов Николай Игоревич



Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой "Экология и безопасность жизнедеятельности" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова, заслуженный деятель науки РФ (г. Санкт-Петербург, РФ)

Заместитель главного редактора

Курцев Геннадий Михайлович



Кандидат технических наук, профессор кафедры "Экология и безопасность жизнедеятельности" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

Члены редакционной коллегии

Дроздова Людмила Филипповна



Кандидат технических наук, профессор кафедры "Экология и безопасность жизнедеятельности" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

Заплетников Игорь Николаевич



Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой оборудования пищевых производств Донецкого национального университета экономики и торговли имени Михаила Туган-Барананского (г. Донецк, Украина)

Элеонора Карлетти



Директор Института сельскохозяйственной и землеройнотранспортных машин (IMAMOTER-CNR) и руководитель исследовательской группы IMAMOTER, работающей в предметной области акустики и вибрации (г. Феррара, Италия)

Серджио Луцци



Профессор и лектор в Университете Флоренции. Руководитель Курса "Акустика и контроль транспортного шума" в UNISER в Италии г. Пистойя (г. Флоренция, Италия)

Тюрин Александр Павлович



Доктор технических наук, профессор кафедры "Техносферная безопасность", зам. начальника Управления научно-исследовательских работ ФГБОУ ВПО "ИжГТУ имени М.Т. Калашникова" (г. Ижевск, РФ)

Васильев Андрей Витальевич



Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой "Химическая технология и промышленная экология" Самарского государственного технического университета, почетный работник высшего профессионального образования РФ (г. Самара, РФ)

Тупов Владимир Борисович



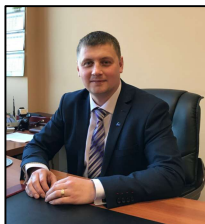
Доктор технических наук, профессор кафедры "Тепловые электрические станции" Национального исследовательского университета "Московский энергетический институт" (г. Москва, РФ)

Цукерников Илья Евсеевич



Доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник Научно-исследовательского института строительной физики, профессор Московского государственного университета печати имени Ивана Федорова (г. Москва, РФ)

Шашурин Александр Евгеньевич



Доктор технических наук, декан факультета "Е" Оружие и системы вооружения, профессор кафедры "Экология и БЖД" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

Тюрина Наталья Васильевна



Доктор технических наук, руководитель службы главного инженера ЗАО "Институт "Трансэкопроект" (г. Санкт-Петербург, РФ)

Рассошенко Юлия Сергеевна



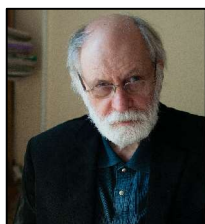
Кандидат технических наук, доцент кафедры "Экология и безопасность жизнедеятельности" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

Дэвид Копли



Сертифицированный член совета Института технологий по контролю за шумом, член совета Института технологий по контролю за шумом, руководитель группы инженеров по борьбе с шумом в техническом центре Caterpillar (г. Пеория, США)

Емельянов Владислав Николаевич



Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Плазмогазодинамика и теплотехника» Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

Editor-in-chief

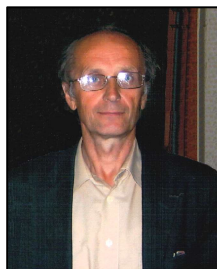
Nickolay Ivanov



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 (St. Petersburg, Russia)

Deputy Editor-in-Chief

Gennadiy Kurzev



Ph.D. of Engineering Science, Professor of Environment and Safety chair of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov (St.Petersburg, Russia)

Members of the Editorial Board

Lyudmila Drozdova



Ph.D. of Engineering Science, Professor of Environment and Safety chair of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov (St. Petersburg, Russia)

Igor Zapletnikov



Doctor of Engineering Science, Professor, Head of Department of Food production equipment of the Donetsk National University of Economics and Trade named after Mikhail Tugan-Baranovsky (Donetsk, Ukraine)

Eleonora Carletti



Director of the Institute of Agricultural and Earth-Moving Machinery (IMAMOTER-CNR) and leader of the IMAMOTER Research Group working in the Acoustics and Vibration subject area (Ferrara, Italy)

Sergio Luzzi



Contract Professor and Lecturer at the University of Florence. Honorary Visiting Professor at USURT University of Ekaterinburg. Visiting Lecturer at the School of Architecture of the Royal College of Art in London (Florence, Italy)

Alexander Tyurin



Doctor of Engineering Science, Professor of Technosphere Safety Department, Deputy Head of Research and Development Office of the FSBEI HPO 'Izhevsk State Technical University' named after M.T.Kalashnikov (Izhevsk, Russia)

Andrey Vasilyev



Doctor of Engineering Science, Professor, Head of Chemical technology and industrial ecology chair of the Samara State Technical University, Honorary Worker of Higher Professional Education of the Russian Federation, honored ecologist of the Samara region (Samara, Russia)

Vladimir Tupov



Doctor of Engineering science, Professor of the 'Thermal power plants' Department of the National Research University 'Moscow Power Engineering Institute' (MPEI) (Moscow, Russia)

Ilya Tsukernikov



Doctor of Engineering Science, Professor, Chief Researcher at the Research Institute of Construction Physics, Professor of the Moscow State University of Printing Arts named after Ivan Fyodorov (Moscow, Russia)

Aleksandr Shashurin



Doctor of Engineering Science, Dean of the E faculty 'Weapons and weapons systems', Professor of Environment and Safety chair, Leading Researcher of the Scientific Research Unit of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov (St. Petersburg, Russia)

Natalya Tyurina



Doctor of Engineering Science, Head of the Chief Engineer's office of JSC 'Institute 'Transekoproekt' (St. Petersburg, Russia)

Iuliia Rassoshenko



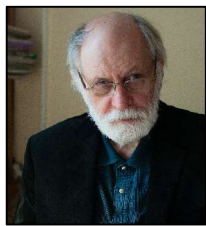
Ph.D. of Engineering Science, Senior Researcher of the Scientific Research Unit, Assistant Professor of Environment and Safety chair of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov (St. Petersburg, Russia)

David Copley



Board-Certified member of the Institute of Noise Control Engineering, member of the Society of Automotive Engineers Acoustical Materials committee, a team leader in a group of noise control engineers at Caterpillar's Technical Center (Peoria IL, USA)

Vladislav Emelyanov



Doctor of Engineering Science, Professor, Head of Plasma Gas Dynamics and Thermal Engineering Department of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov (St. Petersburg, Russia)

Научный журнал

Том 6 №3

Учредитель

Общество с ограниченной ответственностью
"Институт акустических конструкций" (ООО "ИАК")
при БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова

**Сетевой Научный Журнал
'Noise Theory and Practice'**

выпускается с 2015 г.

Основателем Журнала является д.т.н., профессор, зав. кафедрой "Экология и безопасность жизнедеятельности" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова основатель транспортной акустики в России - Иванов Николай Игоревич.

"Noise Theory and Practice" посвящен фундаментальным проблемам в области виброакустики и принимает работы по направлениям:
- 29.00.00 Физика
- 29.37.00 Акустика
- 43.00.00 Общие и комплексные проблемы естественных и точных наук
- 87.00.00 Охрана окружающей среды. Экология человека

Все статьи, поступающие в редакцию, проходят обязательное рецензирование. Журнал является открытым сетевым ресурсом и издается с периодичностью четыре раза в год.

Фактический адрес редакции

Россия, г. Санкт-Петербург, ул. Бумажная, д.17, лит. А, пом. 436-1

+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com

e-mail: noise.science@gmail.com

Ответственный секретарь

Рассошенко Ю.С.

Зарегистрировано в Федеральной службе по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций

Свидетельство

ЭЛ № ФС 77-74057

Содержание

Behar A.

Оценка воздействия неопасных низкочастотных шумов
стр. 7-12

АНГЛ

Тюрин А.П.

Разработка акустического калькулятора для сопровождения методик измерений
стр. 13-24

РУС

Соловьева О.С., Элькин Ю.И.

Снижение уровня шума при дробеструйной обработке крупногабаритных деталей
стр. 25-33

РУС

Быков А.И., Комкин А.И.

Акустический импеданс круглых отверстий
стр. 34-44

РУС

Левина Е.А., Храмов А.В., Васильева В.К., Луценко Е.С.

Анализ причин использования молодыми людьми портативных аудиоустройств и случаев отказа от них
стр. 45-53

РУС

The Online Scientific Journal

'Noise Theory and Practice'

has been published since 2015.

The founder of the journal is Nikolay Igorevich Ivanov, Doctor of Engineering Sciences, Professor, Head of 'Environmental studies and health and safety' department of the Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D. F. Ustinov, the founder of the transport acoustics in Russia.

'Noise Theory and Practice' is devoted to the fundamental problems in the field of vibroacoustics and accepts papers in the following areas:

- 29.00.00 Physics
- 29.37.00 Acoustics
- 43.00.00 General and complex issues of natural and exact sciences
- 87.00.00 Environmental protection. Human ecology.

All articles submitted to the editorial office are subject to mandatory review. The journal is an open network resource and published four times a year.

Location address of the Editorial office

17 building 'A' Bumazhnaya str.,
office 436-1

+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com

e-mail: noise.science@gmail.com

Executive Secretary

Rassoshenko Iuliia

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

The certificate of registration

ЭЛ № ФС 77-74057

Contents

Behar A.

Assessment of non-hazardous low-frequency noise exposure

p. 7-12

ENG

Tyurin A.P.

Development of an acoustic calculator to support measurement method

p. 13-24

RUS

Solovieva O.S., Elkin Y.I.

Reducing the level of noise during shot peening of large parts

p. 25-33

RUS

Bykov A.I., Komkin A.I.

The acoustic impedance of the circular orifices

p. 34-44

RUS

Levina E. A., Khramov A. V., Vasilyeva V. K., Lutsenko E.S.

Analysis of the reasons and refusal of portable audio devices by young people

p. 45-53

RUS

UDC: 534; 331.45

OECD: 01.03.AA; 10.63.49

Assessment of non-hazardous low-frequency noise exposure

Behar A.

Research associate, Ryerson University, Toronto, Canada

Abstract

Low Frequency Noise (LFN) is a phenomenon found in the environment and generated naturally (volcanoes, earthquakes) or as a result of human activities (large engines, windmills). When at high levels, it causes complaints mainly of annoyance, but also of pressure in the chest or others. The assessment of LFN has been a problem, resulting several methods, adopted in different countries and jurisdictions. The two most popular assessment methods are based in measurement in dBA and on the difference dBC-dBA. This paper analyzes their accuracy and point out the needs for research into the variables compounding the annoyance from LFN.

Keywords: noise, hazardous noise, safety, low-frequency noise, noise exposure.

Оценка воздействия неопасных низкочастотных шумов

Бехар А.

Научный сотрудник, SMART Lab, университет Райерсона, г. Торонто, Канада

Аннотация

Низкочастотный шум (НЧ-шум) - это явление, встречающееся в окружающей среде и генерируемое естественным путем (вулканы, землетрясения) или в результате деятельности человека (большие двигатели, ветряные турбины). При повышении уровня он вызывает жалобы, в основном на раздражение, но также и на давление в груди или других органах. Оценка НЧ-шума представляла проблему, в результате чего появилось несколько методов, принятых в разных странах и юрисдикциях. Два наиболее популярных метода оценки основаны на измерении в дБА и на разнице дБН-дБА. В данной статье анализируется их точность и указывается на необходимость исследования переменных, усугубляющих раздражение от НЧ-шума.

Ключевые слова: шум, опасный шум, безопасность, низкочастотный шум, воздействие шума.

Introduction

Most noises found in every-day life are of broad band nature, with their energy quasi-uniformly spread across the spectrum. Their measurement and assessment is relatively easy and there are commonly accepted standards on how to do it. There are, however, situations, where most of the energy is concentrated in the lower end of the audible spectra, the so called low frequency noises, where the assessment presents problems, not yet solved. That is the reason for the existence of different methods adopted by different countries [1]. This paper is to address the assessment process, focusing in particular on the dBC-dBA method.

1. A little bit of history

In 1933 Fletcher and Munson developed a set of equal-loudness contours using pure tones conveyed via headphones [2]. Contours indicate sounds perceived as being of equal loudness when presented at different frequencies. They show that the loudness is strongly dependant of the frequency of the tone as well as of their sound levels. Contours were later revised by 1956 Robinson and Dadson [3], using loudspeakers in an anechoic environment. They obtained a new series of curves believed to be more accurate. The curves became the basis for an ISO Standard that was considered definitive until 2003. Then ISO revised the standard [4] on the basis of further research conducted by different research groups around the world.

Originally, Sound Level Meters were intended to measure the loudness of sounds. From the first beginning, they introduced a simplification to the equal-loudness contours using three filters: A, B and C. The first, A, was intended for sound levels below 40 dB. C was intended for those above 70 dB, and B for all of those in between. Later on, studies found high correlation between hearing loss and sound level measurements of workplace noise performed using the A filter (in dBA)[5]. Consequently, the use of the filter “A” became universal for assessment of workplace noise. Other studies found correlation between dBA and annoyance for environmental noise in general, increasing its use even further. Finally, with the use of NRR [6] for the measurement of the attenuation provided by hearing protectors, the “C” weighting also came into widespread use. The three curves are specified in an IEC Standard [7].

These curves were also used in the first American standard for sound level meters [8]. This ANSI standard, later revised as ANSI S1.4-1981, had the B-weighting incorporated, together with the A and C-weighting curves. B-weighting has since fallen into disuse up to the point that many SLMs do not have it at all.

2. Why dBA

2.1. Hazardous noise

In the field of Industrial Hygiene, noise is considered as hazardous, when it affects the organ of hearing, the ear, causing hearing loss. As a stress agent, we know that it may generate other effects such as annoyance, sleep interference, speech interference etc. There can also be effects of noise exposure on the nervous system, the cardio-vascular system, and other body systems. However, noise that may lead to effects on systems beyond the ear are generally not taken into consideration in noise standards.

As a result of laboratory and epidemiological studies, there is an almost universal consensus that noise exposures in excess of 85 dBA (8hs/day, 5 days/w, 40 years) may cause hearing loss. This is well documented in the ISO Standard 1999 [9].

A noise assessment is done in two steps. The first consists in the measurement of the noise exposure. It is performed using preferably an integrating sound level meter or a dosimeter, set up to measure in dBA and Slow [10]. The second step requires comparing the measured result to the above mentioned limit of 85 dBA. If the limit is exceeded, then the noise is considered hazardous.

What is not often mentioned is that this criterion applies to narrow as well as broadband noises, i.e. noises where the energy is spread uniformly along the audible spectrum. With few exceptions, industrial noises tend to be broadband.

2.2. Non-hazardous noise?

There are no uniform criteria for non-hazardous sources of noise. There are guidelines, bylaws and local regulations that vary among countries and among local authorities. One of the

reasons for this situation is the complexity of the problem. When dealing with non-hazardous noises, there are many variables that must be considered beyond the sound level.

Some of these variables pertain to the noise itself, such as:

- Frequency content
- Duration
- Impulse characteristics
- Special characteristics of the noise that make it especially irritating

Some of these variables pertain to the context within which the noise occurs:

- Time of the day the noise occurs
- History of previous exposure to the noise in question

Other variables may be considered psychological reactions to the intruding noise¹, such as finding it:

- unnecessary or unnecessarily loud
- a threat to personal health and safety
- a threat to economic investment
- beyond the affected person's control

Whoever has had dealings with annoying noise has many anecdotes to tell about situations where a loud noise was dismissed as such on the bases that the person causing it was a "nice" person. In other situations, the noise was considered intruding just because the person responsible for the noise and the person affected by the noise were not on the best of terms with respect to their personal relationship.

A literature analysis relative to noise exposures that can disrupt sleep, communication, task performance, and productivity was prepared for the World Health Organization by Berglund and Lindvall [11]. Some conclusions are as follows: Noise measures based only on energy summation are inadequate for the characterization of most noise environments, particularly when health assessment and prediction are concerned, and durations of the measurements depend upon the activities involved. One must measure the maximum values of noise fluctuations, preferably combined with a measure of the number of noise events, and assess whether the noise contains a large proportion of low-frequency components. For homes, recommended guideline values inside bedrooms are 30 dBA for steady-state continuous noise and 45 dBA (Fast Max) for a single noise event. To prevent a majority of the population from being seriously annoyed during the daytime, the equivalent level from steady continuous noise in outdoor living areas should not exceed 55 dBA. During the night, outdoor levels should not exceed 45 dBA so that people may sleep with bedroom windows open. It is recommended that in schools, the level should not exceed 35 dBA during teaching sessions. In hospitals during nighttime, the recommended value is 30 dBA.

It has to be pointed out that too low ambient noise level may annoy some people, as unwanted sounds are not masked. By the same token, such an environment may be highly distracting for employees in an office.

Clearly, establishing limits for non-hazardous noise is a very complex task to be entertained. Annoyance will always be a problem, no matter how well other effects are controlled.

3. Problems with low-frequency noise (LFN)

There is no definition on low frequency noise. The term applies generally to noise with most of the energy contained below 200Hz. ANSI does define Infrasound as "sound at frequencies less than 20 Hz." [12].

¹It is worth remembering the old saying: music is what I do and noise what my neighbor generates...

LFN does not affect hearing² in general, but it can be quite annoying. Because of its physical characteristics, it does not decay easily with distance and travels distances without attenuation by ground. Furthermore, sound barriers, natural or artificial, are mostly ineffective because of the diffracted energy that goes “over” or “around” the obstacle. Transmission loss of materials decays with frequency. Therefore, low frequency noise penetrates easily through walls into enclosures and living places. To make matters even worse, because of the long wavelength comparable to the size of rooms and offices, low frequency noise can generate standing waves with clearly audible “hot spots” that are highly annoying and exceedingly difficult to control.

The usage of the A filter under-values the impact of low frequencies. For example, a sound of 100 Hz is attenuated by almost 20 dB, while a sound of 50 Hz is attenuated by 30 dB. The effect of this attenuation, especially in the low frequencies range below 200 Hz, is that a noise with mainly low frequencies content (such as the one from a large truck engine) shows a low reading on a sound level meter, even though an observer can perceive it as an impressive roar. This author remembers clearly measuring 35 dBA in a workplace that was perceptibly shaking because of the presence of several looms. The noise was felt in the chest of the observers, but remarkably, there was no consequential measurement that could be obtained using the sound level meter.

To summarize, when measuring low frequency sound sources using the dBA weighting, readings tend to be low, even when the noise is highly annoying. In view of this problem, several attempts have been made to improve the assessment of LFN. The objective has been to obtain a relatively easy way to measure the noise with a result that the measurement correlates with the subjective feeling experienced by those exposed to the noise.

Probably the most popular method to come along is the C-A method. It is relatively easy to perform using a conventional sound level meter, since it simply requires data points obtained measuring in dBA and dBC.

4. The dBC-dBA as a descriptor for low frequency noise (LFN)

This method consists of the following:

a) measuring the noise in dBA and dBC
 b) using the difference between both readings to characterize the noise as LFN, A large difference between both readings will indicate that the noise has a large low-frequency content. (Figure 1 shows both curves. It can be seen how difference between both increases as the frequency decreases).

c) If the noise is found to be LFN, a penalty is applied to the measured dBA value[13].

As an example, let’s suppose a jurisdiction has a noise limit of 50 dBA. Suppose also that a noise level of 45 dBA is measured that would be considered acceptable (<50 dBA). However, a difference dBC-dBA of 15 dB was also measured. Then, as per the jurisdiction’s existing bylaw, a 10 dB penalty is applied to the measured level of 45 dBA, resulting in 55 dBA. This exceeds the limit of 50 dBA and the noise is considered unacceptable.

The above simple example of applying the dBC-dBA rule shows that there is a need to establish:

a) A baseline sound level, in dBA (50 dBA in the above example)
 b) A difference dBC-dBA that classify a given noise as “low frequency” (15 dB) and
 c) The size of the penalty to be applied to the measured noise (10 dB). This penalty, obviously, should be proportional to the dBC-dBA difference.

In other words, the proposed descriptor would ideally define three parameters before

²It may if there was enough energy in or around 150 Hz, that could affect hearing in that region which would affect voice pitch, leading to problems with voice identity/emotion/etc...

being adopted as a replacement to the existing dBA. To determine the values of those parameters, there is a need for psycho-acoustic studies to be performed over statistically significant samples of populations, studies that we are lacking at present.

A proposal to replace the measurement in dBA by an improved dBC-dBA descriptor [14] has been made recently. The proposal consists of averaging the “A” filtered sound levels of the 1/3rd octave bands between 16 Hz and 200 Hz and qualifying the noise as “low frequency” if the C-A difference is equal or larger than 15 dB.

This proposal includes the need of frequency analysis with the claimed advantage of classifying as “noisy” situations that otherwise will not be recognized as such. However, on top of the added complexity required in this new measurement technique, there is still the need for defining and justifying the parameters mentioned above.

Conclusions

In this paper we have focused on annoyance from non-hazardous, low-frequency noise and the difficulties in its assessment. The use of dBA is definitely not acceptable, unless different limits are set, as per ref [1] The dBC-dBA method has also been developed without defining and justifying the critical parameters mentioned above to provide support for any penalties applied to measured noise levels.

We see a need for psycho-acoustic researches to be conducted to define and justify these parameters. In particular:

- a) Laboratory studies assessing annoyance from noise with different low-frequency content, both artificial or real-life (occupational, windmills, transit) and
- b) Surveys in real-life situations including measurements and questionnaires.

Acknowledgments

The author wants to thank Geoffrey Loeventall for earlier analysis and suggestions and Frank Russo, SMART Lab., Ryerson University for reviewing the final version of the paper. Thanks are also given to F. Copelli, SMART Lab Manager, for reviewing and helping to format this paper.

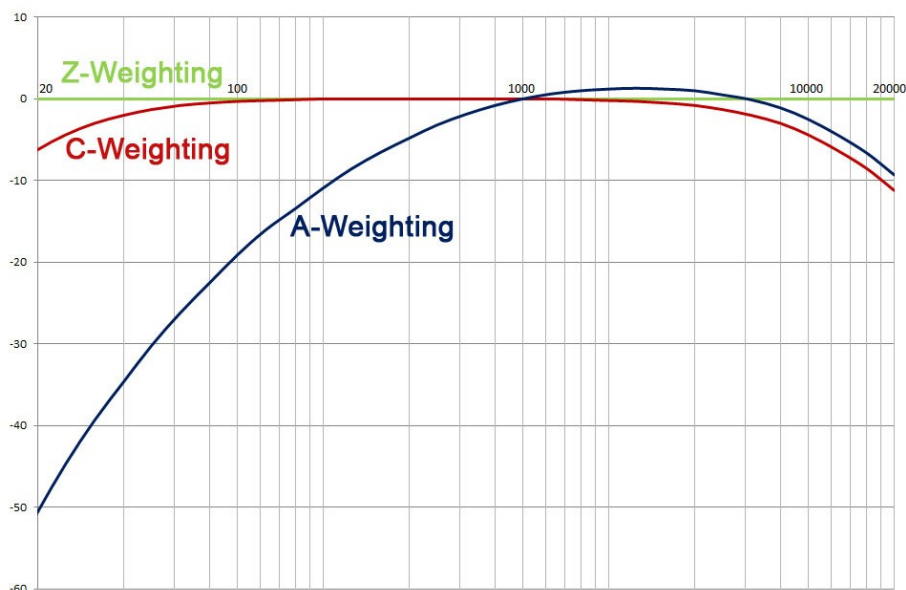


Fig. 1. A and C frequency weighting curves (By Acousticator - Own work, CC BY-SA 4.0, <https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=46539432>)

References

1. Broner N. A. Simple Criterion for Low Frequency Noise Emission Assessment., *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control* Volume: 29 issue: 1, page(s): 1-13. *ion & Active Control*.
2. Fletcher, H. and Munson, W.A. "Loudness, its definition, measurement and calculation", *Journal of the Acoustical Society of America* 5, 82–108 (1933).
3. Robinson D. W. et al., "A re-determination of the equal-loudness relations for pure tones", *Br. J. Appl. Phys.* 7 (1956), pp.166–181.
4. International Standard Association ISO Standard 226:2003. *Acoustics – Normal Equal-Loudness-Level Contours* (2003).
5. Burns, W. *Noise and man*, John Murray (1973)
6. American National Standard Institution ANSI/ASA S12.6-2016: *Methods For Measuring The Real-Ear Attenuation Of Hearing Protectors*
7. International Electrotechnical Commission IEC 61672-1:2013: *Electroacoustics - Sound level meters - Part 1: Specifications*
8. American National Standard Institution ANSI/ASA S1.4 -1971: *Sound Level Meter*.
9. International Organization for Standardization ISO 1999 (2013): *Acoustics - Estimation of noise induced hearing loss*.
10. Canadian Standard Association (2018) CSA Standard Z107.56-18 *Measurement of noise exposure*.
11. Berglund B. and Lindwall T. (Eds). (1995) *Community Noise* (Archives of the Centre for Sensory Research, Vol. 2 Issue 1). Stockholm University, Stockholm, Sweden.
12. American National Standard Institution ANSI/ASA S1.1-2013: *Acoustical Terminology*.
13. Energy Resources Conservation Board. Directive 038 (2007): *Noise Control*. Calgary (Alberta), Canada.
14. Montano W.A. Low-frequency noise and infrasound are underestimated by dBA measurement. After 80 years it is necessary a LFN descriptor for rating its annoyance. *Noise Theory and Practice* (2020), Vol 6, No1. 7-29.

УДК: 519.684; 534.6

OECD: 5.03.HB; 1.02.EB

Разработка акустического калькулятора для сопровождения методик измерений

Тюрин А.П.

Д.т.н., профессор кафедры «Техносферная безопасность»,
ФГБОУ ВО «ИжГТУ имени М.Т. Калашникова», г. Ижевск, РФ

Аннотация

В статье рассматривается задача разработки простейшего акустического калькулятора для использования при выполнении акустических измерений. В области инженерной акустики существуют распространенные случаи операций с децибелами - сложение, вычисление среднего значения, вычитание, оценка неопределенности и проч. Как правило, вычисления по формулам, которые используют инженеры, легко выполняются либо в известных офисных программных пакетах, либо в том программном обеспечении, которое используется для более сложных акустических вычислений. Тем не менее, необходимость в простейшем калькуляторе имеется всегда, в том числе на первых порах работы с децибелами. Кроме того, при разработке методов контроля, оценки и нормирования опасных и вредных акустических факторов производства использование такого подхода актуально. Разработка калькулятора реализована в несколько этапов: 1) определение функциональности приложения; 2) определение общего шаблона проектирования; 3) реализация программного кода; 4) проверка (тестирование) на классических примерах. Программа позволяет: вычислять сумму децибел, их среднее значение, осуществлять взаимный перевод акустических величин: уровней звукового давления (звука), звукового давления, звуковой мощности, оценивать шум на рабочем месте с учетом акустического вклада отдельно взятой операции в течение рабочей смены. Все вычисления для наглядности сопровождаются визуализацией результатов в виде двумерных графиков. Преимущества: использование калькуляторов в виде мобильных приложений не требует доступа к интернету, способствует более экономичному расходу аккумуляторной батареи устройства, и использование подобных программ может быть полезно также для студентов специальностей, связанных с акустическими расчетами на этапе освоения акустической дисциплины.

Ключевые слова: акустические калькулятор и расчеты, мобильное приложение, обучение, децибелы.

Development of an acoustic calculator to support measurement method

Tyurin A.P.

Doctor of technical Sciences, Professor of the Technosphere Security Department,
Kalashnikov Izhevsk State Technical University, Izhevsk, Russia

Abstract

The article discusses the task of developing the simplest acoustic calculator for use in performing acoustic measurements. In the field of engineering acoustics, there are common cases of operations with decibels - addition, calculation of the average value, subtraction, estimation of uncertainty, etc. Typically, formulas used by engineers are easily performed either in well-known office software packages or in software that is used for

more complex acoustic calculations. Nevertheless, the need for a simple calculator is always there, including at first working with decibels. Therefore, the development of such "pocket calculators" is quite relevant and in demand. The development of the calculator is implemented in several stages: 1) determining the functionality of the application; 2) definition of a common design pattern; 3) implementation of program code; 4) verification (testing). The program allows you to: calculate the sum of decibels, their average value, perform a mutual translation of acoustic quantities: sound pressure (sound), sound pressure, sound power levels, estimate noise at the workplace taking into account the acoustic contribution of a single operation during a work shift. All calculations for visualization are accompanied by visualization of the results in the form of two-dimensional graphs. Advantages: the use of calculators in the form of mobile applications does not require access to the Internet, contributes to a more economical consumption of the device's battery, and the use of such programs can also be useful for students of specialties related to acoustic calculations at the stage of mastering the acoustic discipline.

Keywords: acoustic calculations, mobile application, training, decibels.

Введение

Использование цифровой образовательной среды в настоящее время получает все более широкое распространение [1, 2, 3]. Не обошло это и специалистов-акустиков. Речь идет о различного рода карманных калькуляторах, позволяющих проводить операции с децибелами. Несмотря на полезность устного счета или счета в уме, значимость ошибки при их использовании снижается. С другой стороны, необходимо отметить, что как в России, так и за рубежом существует множество методик, которые предполагают вполне серьезные вычисления на основе имеющихся исходных данных. Как быть в этом случае? Западные специалисты предлагают калькуляторы, реализованные в MS Excel с использованием макросов, доступные для свободного использования. В России встречаются случаи реализации простейших акустических калькуляторов в режиме онлайн, которые при надежном доступе к интернету помогают оперативно выполнить необходимые простейшие расчеты.

Простейшие приемы операций с децибелами можно встретить в известных учебных изданиях по акустике [4, 5]. В случае с большим количеством данных и требованиями к точности вычислений вероятность ошибки при устном счете возрастает и потому такой метод счета становится непригоден.

В целом, акустические калькуляторы получают широкое распространение. Преимущественно их можно разделить на две большие группы: 1) для оценки воздействия на человека (как правило, работника) шума или вибрации и расчета эффективности средств индивидуальной защиты по методикам, оговоренным в нормативно-технических документах; 2) для расчета времени реверберации в помещении при выборе акустического отделочного материала в области строительной акустики. В качестве промежуточной группы можно выделить калькуляторы, направленные на работу с децибелами.

1. Обзор существующих виброакустических калькуляторов

В качестве примера использования простейших калькуляторов можно привести разработки российской приборостроительной компании «НТМ-Защита» [6]. Все они реализованы в режиме онлайн. Их преимущества бесспорны, так как в том числе они являются хорошим инструментом для популяризации своей продукции и ее продвижения на рынке. Данные интернет-решения позволяют с легкостью выполнять акустические вычисления, в том числе, если есть необходимость таких вычислений применительно к

определенной методике, изложенной в государственном стандарте. Так «калькулятор расчета экспозиционной дозы теплового облучения» служит для расчета экспозиционной дозы теплового облучения с указанием класса условий труда по таким параметрам как интенсивность и доза теплового облучения. Программа позволяет получать результаты и рекомендации по возможным способам обеспечения допустимых условий труда.

Специальный «виброакустический калькулятор» необходим для работы с децибелами, которые были получены в результате измерений уровней звука. Это один из универсальных калькуляторов, доступный и простой в использовании. Его достоинством является отсутствие привязки к конкретной модели шумоизмерительного прибора.

Инструментом, призванным существенно облегчить массив вычислений, предусмотренные в методиках по ГОСТ Р ИСО 9612-2016 «Акустика. Измерение шума для оценки его воздействия на человека. Метод измерения на рабочих местах», является «калькулятор-9612». Другой калькулятор – калькулятор-20444 – рассчитывает эквивалентный уровень звука транспортного потока на интервале наблюдения с неопределенностью результата.

Кроме калькуляторов, облегчающих работу с децибелами, специалистами разрабатываются калькуляторы, которые направлены на выполнение простейших акустических расчетов потребителями. В частности, такие решения присущи производителям шумозащитных материалов. Такие калькуляторы помогают подобрать акустическую отделку для помещений, выполняя расчеты времени реверберации, разборчивости речи и проч. в диапазоне октавных полос от 125 до 4000 Гц с учетом материала стен, потолков, наличия окон или дверей из материалов, из которых они изготовлены (рис.1). Например, такие практики предлагаются зарубежной компанией «Ecorphon» [7]. Достоинство данного подхода кроется также в возможности сохранения выполненных расчетов в формате электронного документа. Одновременно потребитель также получает гарантию надежности приобретаемых услуг/продукции.

К основной причине создания виброакустических калькуляторов можно отнести автоматизацию расчетов, обусловленных требованиями специальных методик, как зарубежного, так и отечественного происхождения. Например, для реализации методик, изложенных в руководстве «Controlling noise at work. The Control of Noise at Work Regulations – 2005» [8] разработана серия калькуляторов, представленных на странице Управления по охране труда в Великобритании <https://www.hse.gov.uk/noise/calculator.htm>. Они позволяют оценить воздействие шума при ежедневном или еженедельном его воздействии, а также эффективность защиты органов слуха. К ним относятся: 1) калькулятор расчета экспозиции шума в течение дня; 2) калькулятор расчета экспозиции шума в течение недели; 3) калькулятор расчета эффективности защиты слуха; 4) калькулятор оценки воздействия шума в случае, если в течение некоторого времени рабочей смены средства защиты слуха не используются.

Для использования готовых калькуляторов необходимо знать уровень шума и продолжительность его воздействия, например, в течение рабочей смены. Для оценки воздействия шума, который периодически изменяется в течение недели, необходимо знать экспозицию шума для каждого дня рабочей недели.

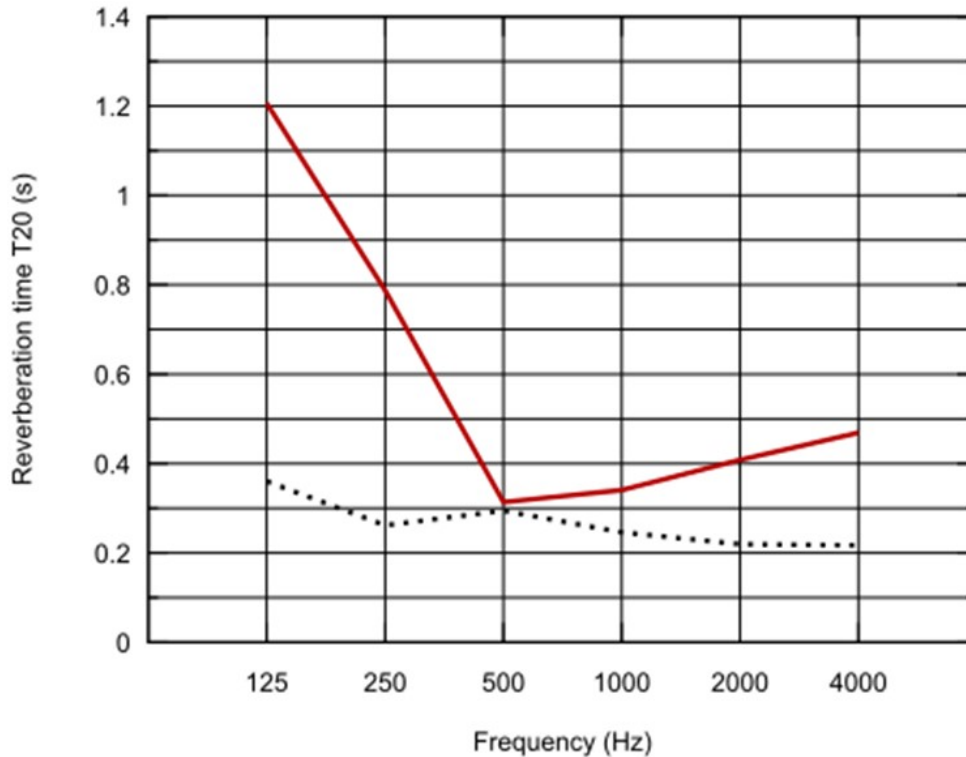


Рис. 1. Графический результат расчета времени реверберации (красная линия – расчет времени реверберации с учетом опыта компании, штриховая – расчет на основе формулы Сэбина)

Кроме сугубо акустических расчетов важны также расчеты и вибрационного воздействия. Вибрация, передающаяся на руки, является широко распространенной опасностью для работников во многих отраслях и сферах деятельности. Управлением по охране труда в Великобритании – Health and Safety Executive (официальный сайт <https://www.hse.gov.uk/>) разрабатываются процедуры по оценке эффективности средств индивидуальной защиты рук от вибрации [9]. Методики расчета автоматизированы в MS Excel и позволяют:

1. Рассчитать длительность использования средств индивидуальной защиты рук от вибрации с учетом их эффективности защиты и вида действующей вибрации.
2. Рассчитать дозу общей вибрации, полученную в течение дня, на основе ее физических характеристик – уровня виброскорости и виброускорения по трем осям.

Случаи использования калькуляторов просты. Можно привести следующий классический пример: оператор использует три вида виброопасного инструмента в течение рабочего дня. Величины виброускорения составляют 10, 6 и 3,5 м/с², а общее время воздействия 15, 30 и 90 минут соответственно. Для первого инструмента (ударный гайковерт) его категория выбирается из раскрывающегося списка, при этом автоматически вводится значение вибрации 10 м/с², которое является «рекомендуемым исходным значением» для этого инструмента из специальной таблицы «Сводка величин вибрации некоторых распространенных машин». Для других инструментов значения вводятся вручную. При вводе информации о продолжительности воздействия можно использовать часы, минуты или комбинированный формат времени. Автоматически вычисленные результаты показывают значения экспозиции для трех видов инструментов и общую экспозицию, которая составляет 2,8 м/с². В случае если полученное значение экспозиции превышает установленное нормативное значение, то в соответствующей ячейке возникает соответствующее предупреждение.

Акустические калькуляторы являются частью исследовательской работы производителей и ученых, занимающихся разработкой шумозащитных материалов [10, 11, 12]. В частности, на сайте Knauf можно найти серию как онлайн калькуляторов, так и калькуляторов, реализованных в виде мобильных приложений – Room Acoustic Calculator [13]. Калькулятор удобен для простейших расчетов применительно к комнатной акустике, в частности, применительно к расчету и подбору подвесных потолков серии АМФ. Наличие подвесного потолка приводит к изменению времени реверберации в помещении, и поэтому обеспечение оптимальной акустики помещения является одним из важнейших требований к конструкции потолочных систем. В зависимости от назначения помещения и его использования требования времени реверберации будут различаться. Выбор соответствующего потолка помогает осуществить акустический калькулятор АМФ, с помощью которого можно легко выполнять расчеты времени реверберации и оценить будущую акустику помещения.

Наконец, еще один пример использования акустического калькулятора в области строительной акустики можно встретить на сайте датской компании DAMPA [14]. Он также предназначен для предварительной оценки времени реверберации после отделки помещения акустическими материалами. Расчет предполагает следующие классические этапы: 1) ввод исходных данных – размеров помещений и типа отделки стен, пола, потолка, дверей, окон; 2) подбор материала для акустической отделки из каталога компании; 3) акустические расчеты – расчет времени реверберации в сравнении до и после реализации мероприятий; 4) экспорт результатов вычислений в файл.

2. Практическая реализация

Задачей данного исследования являлась разработка калькулятора для смартфона под управлением операционной системы Android. Простейшее приложение можно использовать в качестве наглядного и проверочного инструмента при изучении известных акустических величин – уровней звукового давления, эквивалентных уровней звука, экспозиции шума при воздействии в течение рабочего дня и проч. Разработка программы выполнялась в среде Android Studio, представляемой компанией Google LLC. Этапы реализации решения заключались в следующем:

1. Определение функциональности приложения.
2. Определение общего шаблона проектирования.
3. Реализация программного кода.
4. Апробация (тестирование).

Функциональность приложения, не претендующего на профессиональный калькулятор, заключается в том, что оно должно выполнять следующие задачи:

1. Вычисление суммы децибел.
2. Вычисление среднего значения децибел.
3. Взаимный перевод акустических величин: уровней звукового давления (звука), звукового давления, мощности звука.
4. Оценка шума на рабочем месте с учетом акустического вклада отдельно-взятой операции в течение рабочей смены.

Все вычисления для наглядности должны сопровождаться визуализацией результатов в виде графиков.

В качестве общего шаблона проектирования был выбран шаблон под общим названием Navigation Drawer Activity. Данный шаблон весьма популярен и используется во многих приложениях подобного плана. Основным элементом данного шаблона является панель навигации, в котором отображается главное меню навигации приложения. Панель

навигации, по механизму поведения напоминающая выдвижение «ящика», появляется при касании пользователем значка ящика в верхней части экрана устройства или при реализации жеста пролистывания (англ. *swiping*) пальцем руки от левой части экрана. Значок панели навигации отображается на всех отображаемых экранах верхнего уровня (модулях), на которых выполняются конечные вычисления.

Структурная блок-схема приложения представлена на рис.2. Для соответствующих модулей представлены входные и выходные данные. Итог всякого вычисления в программе сопровождается визуализацией в виде простого графика.



Рис. 2. Структурная блок-схема приложения

3. Апробация на известных примерах

Несмотря на то, что проектирование программы предполагает одновременную проверку на корректность вычисления, тем не менее, для проверки эффективности всегда необходимо ориентироваться на известные примеры. Приведем эти примеры вычислений, взятые из достоверных источников.

1. Вычисление суммы децибел.

Пример взят из источника [5, стр. 45]. Требуется сложить 100, 94 и 80 дБА. Результат – 101 дБА. Визуально результат представлен на рис.3, на котором красной линией обозначен результат суммирования.

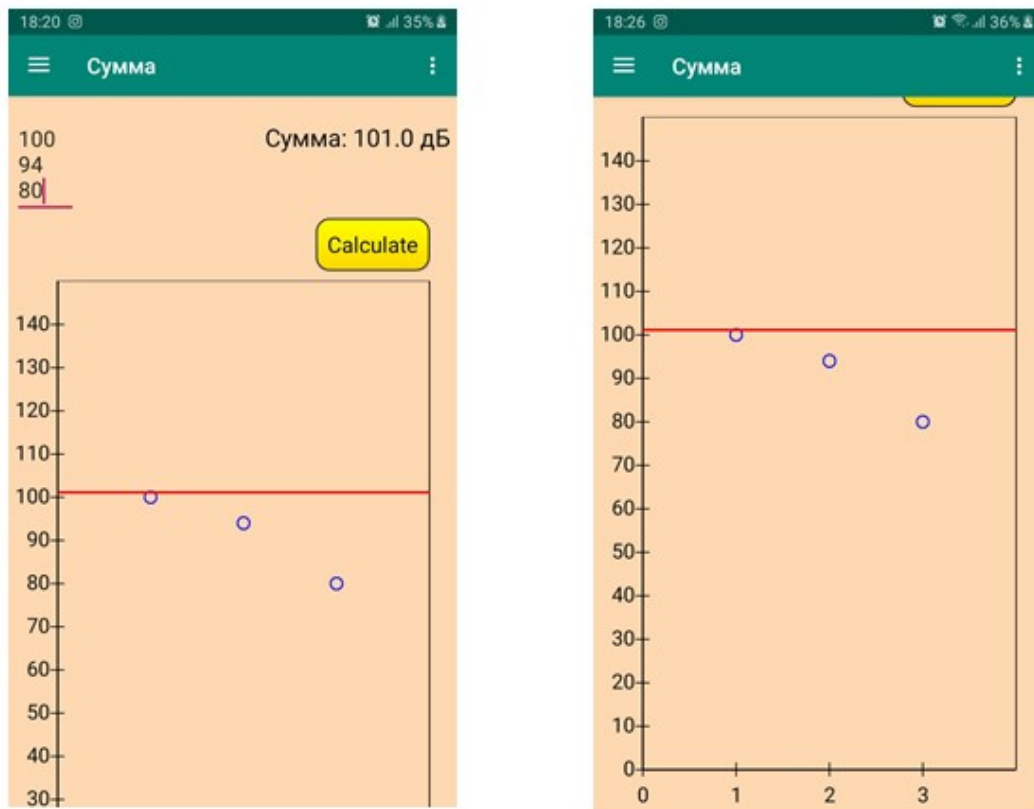


Рис. 3. Вычисление суммы децибел

2. Вычисление среднего значения.

Пример взят из ГОСТ 23337-2014 «Шум. Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий» со стр. 28.

Среднее значение определялось по формуле:

$$\bar{L}_{Aeq} = 10 \lg \left(\sum_{i=1}^n 10^{0,1 \cdot L_i} \right) - 10 \lg n, \quad (1)$$

где L_i - значение измеренного уровня звука (или уровня звукового давления), полученное для i -го измерения в данной точке измерения; $i=1, 2, 3, \dots, n$ - общее количество измерений в данной точке.

Неопределенность по типу А, связанную с погрешностями методики измерений и влиянием факторов окружающей среды, определялась по формуле:

$$U_A = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (L_i - \bar{L}_{Aeq})^2}{n(n-1)}}. \quad (2)$$

Расширенная неопределенность измерений U (95 %) для уровня доверия 95% вычислялась по формуле:

$$U(95\%) = 2 \cdot \sqrt{U_A^2 + U_B^2}, \quad (3)$$

где U_B - погрешность по типу В, обусловленная инструментальной погрешностью:

$$U_B = \frac{\Delta L_{\text{инстр}}}{\sqrt{3}}, \quad (4)$$

где ΔL – инструментальная погрешность. Для приборов 1-го класса точности принимается 0,7 дБА, для 2-го класса – 1,5 дБА.

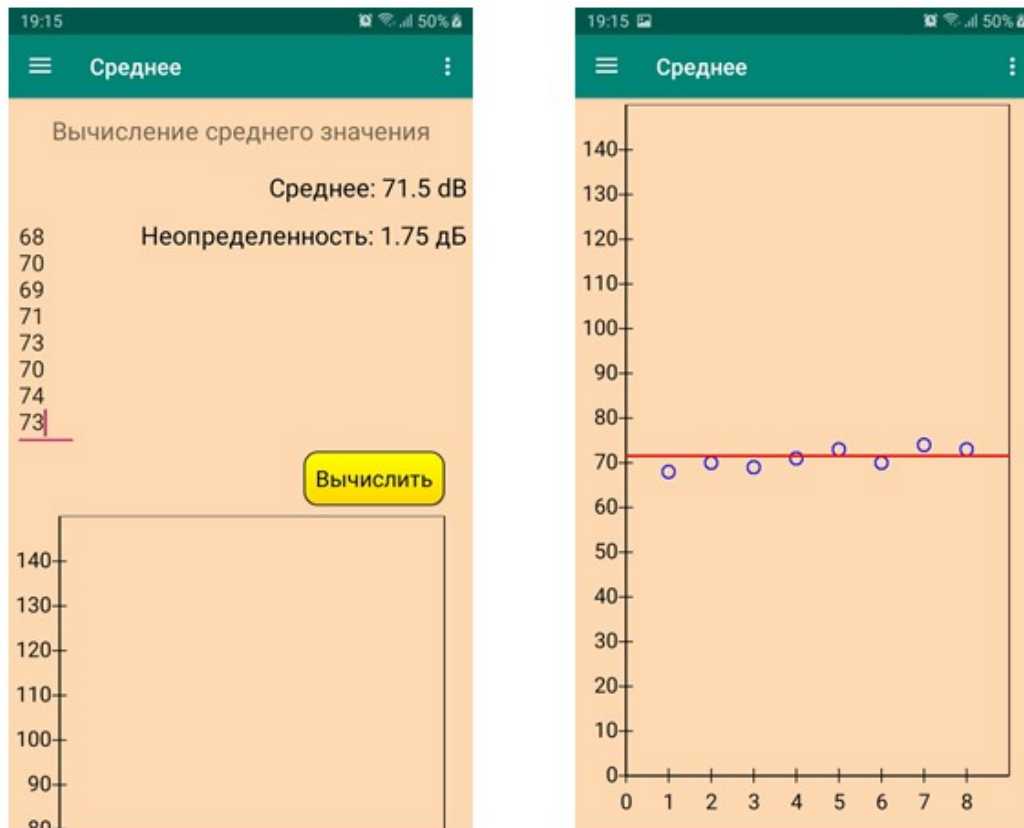


Рис. 4. Вычисление среднего значения и неопределенности для уровня доверия 0,95

3. Перевод акустических величин.

Перевод акустических величин является часто используемым, в качестве основы взяты данные из [14]. Данный блок программы позволяет переводить звуковое давление (Па) в уровень звукового давления (дБ) и звуковую мощность (Вт). Предусмотрены и преобразования в другие направления. Используемые формулы:

Уровень звукового давления в звуковое давление:

$$P = \left(10^{\frac{L}{20}}\right) \cdot P_0, \quad (5)$$

где P_0 – опорный уровень звукового давления, $P_0 = 2 \cdot 10^{-5}$, Па.

Уровень звукового давления в звуковую мощность:

$$W = \left(10^{\frac{L}{10}}\right) \cdot W_0, \quad (6)$$

где W_0 – опорное значение звуковой мощности, $W_0 = 10^{-12}$ Вт.

Звуковое давление в уровень звукового давления:

$$L = 20 \lg \left(\frac{P}{P_0}\right). \quad (7)$$

Звуковое давление в звуковую мощность:

$$W = \left(P \cdot \left(\frac{W_0^{0,5}}{P_0} \right) \right)^2. \quad (8)$$

Звуковая мощность в уровень звукового давления:

$$L = 10 \lg \left(\frac{W}{W_0} \right). \quad (9)$$

Звуковая мощность в звуковое давление:

$$L = P_0 \cdot \left(\frac{W}{W_0} \right)^{0,5}. \quad (10)$$

Наряду с полученными значениями приводится шкала ориентировочного соответствия уровня звука (звукового давления) характерным явлениям, проявляющимися в техносфере. Примеры расчетов представлены на рис.5.

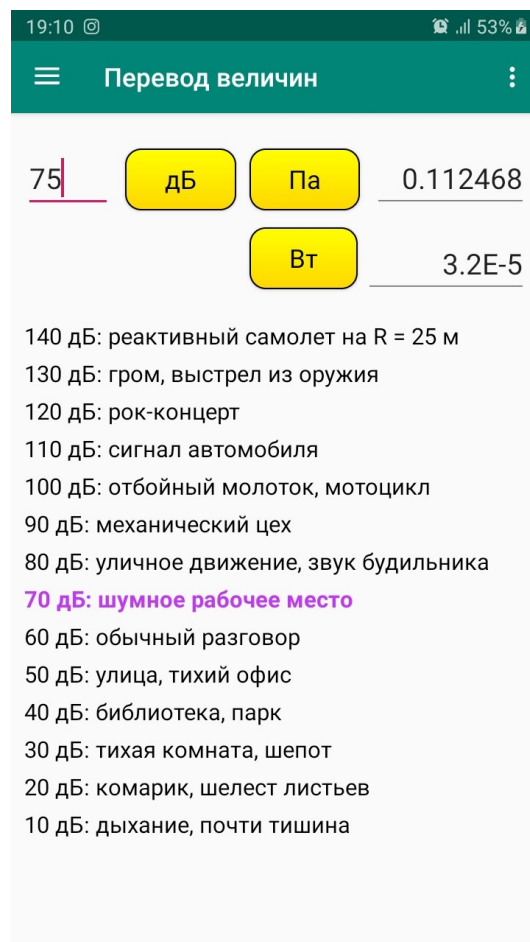


Рис. 5. Перевод акустических величин

4. Вычисление эквивалентного уровня звука за 8-ми часовой рабочий день с учетом акустической картины технологической операции.

В качестве примера вычисления взята задача, представленная в ГОСТ Р ИСО 9612-2013 «Акустика. Измерения шума для оценки его воздействия на человека. Метод измерений на рабочих местах» (Приложение D, справочное). Детали примера

приведены в самом документе. Кратко задача сводится к следующему: дать оценку шума на рабочем месте сварщика механической мастерской с использованием стратегии измерения на основе рабочей операции. Ключевые периоды рабочей смены сварщика: планирование работ, сварка деталей и их зачистка (резка). Для каждой операции на основе «выполненных измерений» были рассчитаны эквивалентные уровни звука как средние значения этих измерений, полученные предварительно. На рис. 6 представлен результат расчета. Для удобства (на рис.6 не показано) нажатие на каждую надпись L , дБ; T , мин; L_{ex8i} , дБ; L_{ex8} , дБ вызывает появление дополнительного диалогового окна, поясняющего смысл этих величин.

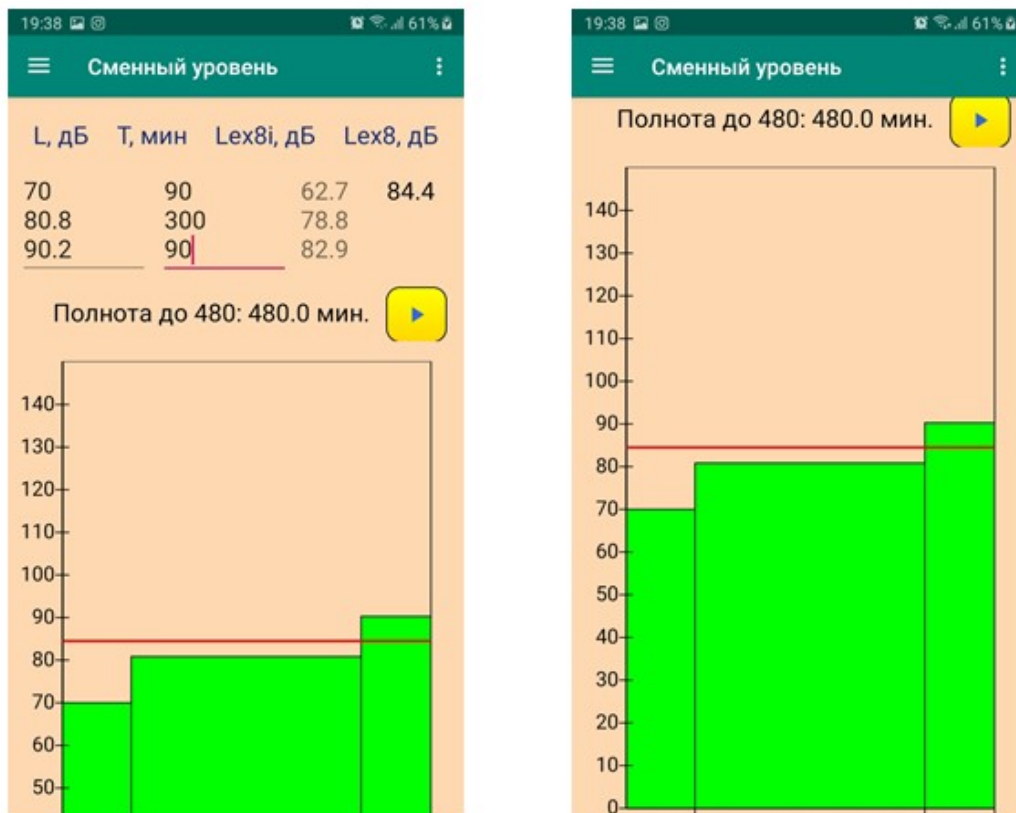


Рис. 6. Оценка шума на рабочем месте с учетом рабочих операций

Заключение

Разработка методов контроля, оценки и нормирования опасных и вредных акустических факторов производства, способов и средств защиты от них является актуальной задачей. В исследовании представлен алгоритм разработки простейшего акустического калькулятора, позволяющего решать несколько практических задач: суммирование децибел и вычисление среднего значения, перевод уровней в физические величины, вычисление эквивалентного уровня звука, действующего на работника в течение 8-часовой рабочей смены с учетом вклада каждой рабочей операции в общую картину шума. При разработке таких калькуляторов важно определить границы их применимости, так как на определенном этапе вычислений требуются комплексные и сложные подходы, реализованные в рамках специального программного обеспечения. Благодаря представленному решению некоторые задачи, присущие акустическим измерениям, могут быть выполнены более оперативно. Дополнительным преимуществом является оценка неопределенности акустических измерений с определенным уровнем

значимости, когда минимально необходимое количество измерений может быть достигнуто, прежде чем условия для их выполнения могут быть нарушены. Кроме того, такой акустический калькулятор является вспомогательным инструментом в образовательных целях, может являться объектом интеллектуальных прав в качестве зарегистрированной программы для ЭВМ.

Список литературы

1. Churchill Daniel (Ed.), Lu Jie (Ed.), Thomas K.F. (Ed.), Bob Fox (Ed.). *Mobile Learning Design: Theories and Application (Lecture Notes in Educational Technology)*: Springer, 1st ed. 2016 edition. – pp. 431.
2. J. Carlton Collins. *Advanced calculators for your smartphone* // *Journal of Accountancy*, March 1, 2017. Retrieved from: <https://www.journalofaccountancy.com/issues/2017/mar/smartphone-advanced-calculators.html>
3. Bitter, G. G., & Corral, A. (2015). *Analysis of Learning Outcomes from Mobile Mathematics Applications*. *International Journal for Innovation Education and Research*, 3(3), 2015, pp. 177-190. <https://doi.org/10.31686/ijer.vol3.iss3.337>
4. Сапожков М.А. *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.
5. Иванов Н.И. *Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник* / Н.И. Иванов. – М.: Логос, 2010. – 424 с.
6. *Калькуляторы [Электронный ресурс]*. – Электронные текстовые дан. – Режим доступа: Сайт «Приборостроительная компания НТМ-Защита», свободный : https://ntm.ru/technical_support/175. – Загл. с экрана. – Описание основано на версии, датир.: июнь 15, 2020.
7. Skånetryck, A., & Lund, J. *Ecophon Acoustic Calculator. Accurate values in advance* (2018). pp. 20. Retrieved from <https://www.ecophon.com/globalassets/media/pdf-and-documents/ecophon.com/cm-brochure-ecophon-acoustic-calculator.pdf>
8. *Controlling noise at work: Guidance on Regulations (2005)*. pp. 130. Retrieved from <https://www.hse.gov.uk/pUbns/priced/1108.pdf>
9. *Control of Vibration at Work Regulations (2005)*. Retrieved from <http://www.legislation.gov.uk/uksi/2005/1093/contents/made>
10. Trevor J. Cox, Peter D'Antonio. *Acoustic Absorbers and Diffusers. Theory, design and application*. – 2nd ed. Taylor & Francis Group: London and New York, 2009. – pp. 476.
11. *Calculate your acoustics [Электронный ресурс]*. – Электронные текстовые дан. – Режим доступа: Сайт Troldekt®, свободный : <https://www.troldekt.com/web-tools/acoustics-calculator/>. – Загл. с экрана. – Описание основано на версии, датир.: июнь 10, 2020.
12. *Acoustic Calculator [Электронный ресурс]*. – Электронные текстовые дан. – Режим доступа: Сайт компании Dampa, свободный : <https://dampa.com/building/acoustics/acoustic-calculator/>. – Загл. с экрана. – Описание основано на версии, датир.: июнь 12, 2020.
13. *KNAUF AMF Room Acoustic Calculator*. Retrieved from <https://www.knaufamf.com/en/tools-service/amf-tools/acoustics-calculator/index.php#>
14. Кацнельсон М.У., Селиверстов Б.А., Цукерников И.Е. *Снижение шума машин пищевых производств*. – М.: Агропромиздат, 1986. – 256 с.

References

1. Churchill Daniel (Ed.), Lu Jie (Ed.), Thomas K.F. (Ed.), Bob Fox (Ed.). *Mobile Learning Design: Theories and Application (Lecture Notes in Educational Technology)*: Springer, 1st ed. 2016 edition. – pp. 431.
2. J. Carlton Collins. *Advanced calculators for your smartphone // Journal of Accountancy*, March 1, 2017. Retrieved from: <https://www.journalofaccountancy.com/issues/2017/mar/smartphone-advanced-calculators.html>
3. Bitter, G. G., & Corral, A. (2015). *Analysis of Learning Outcomes from Mobile Mathematics Applications. International Journal for Innovation Education and Research*, 3(3), 2015, pp. 177-190. <https://doi.org/10.31686/ijer.vol3.iss3.337>
4. Sapozhkov M.A. *Acoustics: Manual / A.P. Efimov, A.V. Nikonov, M.A. Sapozhkov, V.I. Shorov; Ch. Ed. M.A. Sapozhkov. – 2-nd ed. – Moscow: Radio and Communication, 1989. – 336 pp.*
5. Ivanov N.I. *Engineering acoustics. Theory and practice of noise control: Textbook / N.I. Ivanov. – Moscow: Logos, 2010. – 424 pp.*
6. *Calculators [Electronic resources]. – Electronic text data. – Available at: https://ntm.ru/technical_support/175. – June 15, 2020.*
7. Skånetryck, A., & Lund, J. *Ecophon Acoustic Calculator. Accurate values in advance (2018). pp. 20. Retrieved from <https://www.ecophon.com/globalassets/media/pdf-and-documents/ecophon.com/cm-brochure-ecophon-acoustic-calculator.pdf>*
8. *Controlling noise at work: Guidance on Regulations (2005). pp. 130. Retrieved from <https://www.hse.gov.uk/pUbns/priced/1108.pdf>*
9. *Control of Vibration at Work Regulations (2005). Retrieved from <http://www.legislation.gov.uk/uksi/2005/1093/contents/made>*
10. Trevor J. Cox, Peter D'Antonio. *Acoustic Absorbers and Diffusers. Theory, design and application. – 2nd ed. Taylor & Francis Group: London and New York, 2009. – pp. 476.*
11. *Calculate your acoustics. Retrieved from <https://www.troldtekt.com/web-tools/acoustics-calculator/>*
12. *Acoustic Calculator. Retrieved from <https://dampa.com/building/acoustics/>*
13. *KNAUF AMF Room Acoustic Calculator. Retrieved from <https://www.knaufamf.com/en/tools-service/amf-tools/acoustics-calculator/index.php#>*
14. Katsnelson M.U., Seliverstov B.A., Zukernikov I.E. *Noise decreasing from food production machines. – Moscow: Agropromizdat, 1986. – 256 pp.*

УДК: 05.26.01
OECD: 05.26.01

Снижение уровня шума при дробеструйной обработке крупногабаритных деталей

Соловьева О.С.¹, Элькин Ю.И.²

¹ Магистрант, ² Профессор, доктор технических наук
^{1,2} Московский автомобильно-дорожный государственный
технический университет (МАДИ), г. Москва, РФ

Аннотация

В данной статье рассматривается проблема снижения шума в камере дробеструйной обработки крупногабаритных деталей на ЗАО «Экспериментальный механический завод». Для этого были произведены замеры «фоновой» уровня шума (подача только сжатого воздуха, без дроби), которые показали его превышение, как по уровню звука, так и по спектру над нормативными показателями. Предложен метод по снижению уровня шума в дробеструйной камере, а именно: увеличение эквивалентной площади звукопоглощения (ЗП) путем облицовки стен камеры плоскостными ЗП конструкциями. Проведен акустический расчет уровней шума на рабочем месте оператора после внедрения шумозащитных мероприятий. Благодаря этому класс условий труда на рабочем месте оператора дробеструйной обработки по фактору шума снизится с 3.4 до 3.3.

Ключевые слова: уровень звука, уровни звукового давления, эквивалентная площадь звукопоглощения, постоянная помещения, класс условий труда на рабочих местах.

Reducing the level of noise during shot peening of large parts

Solovieva O.S.¹, Elkin Y.I.²

¹ Undergraduate ² Professor, doctor of technical Sciences
^{1,2} Moscow Automobile and Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russia

Abstract

In this article, there is the problem of noise reduction in the shot blast cabinet of large-sized parts at CJSC Experimental Mechanical Plant. For this, a “background” noise level was obtained (supplied only with compressed air, without a fraction), which showed its excess both in sound level and in spectrum over standard indicators. The proposed method of reducing the noise level in a shot blast cabinet, namely: increasing the equivalent sound absorption (SA) area by lining the cabinet walls with planar SA structures. Acoustic calculation of noise levels at the operator’s workplace after the introduction of noise protection measures was carried out. Thanks to the proposed measures, it was possible to reduce the level of working conditions at the workplace of the shot blasting operator by noise factor from 3.4 to 3.3.

Keywords: sound level, sound pressure level, equivalent sound absorption area, room constant, class of working conditions in the workplace.

Введение

Чистота поверхности промышленной продукции (обрабатываемой и не обрабатываемой) непосредственно связана с качеством, надежностью и долговечностью продукции. При улучшении качества большое значение имеет подготовка поверхности продукции и ее чистота. Так, достаточно большое распространение получила обработка поверхностей в дробеструйной камере. По воздействию на окружающую среду данная установка является достаточно экологичной, но по воздействию на рабочем месте оператора – неблагоприятной, так как в результате обработки поверхностей образуется много кварцевой и металлической пыли (большая запыленность помещения) и создается высокий уровень шума. Наиболее сложно добиться нормативных показателей по уровню шума, создаваемого при работе дробеструйного аппарата.

В настоящее время хорошо известно неблагоприятное воздействие шума на организм человека, работающего в условиях с повышенным уровнем шума. Шумовая и вибрационные болезни занимают второе и третье место в списке профессиональных заболеваний и составляют 1/3 общего их числа [1].

Целью настоящей работы является снижение шума установок дробеструйной обработки за счет звукопоглощающих элементов конструкции.

1. Объект исследования

Предприятие ЗАО «Экспериментальный механический завод (ЭМЗ)» специализируется на проектировании и изготовлении подъемных и рефрижераторных систем, тентованных и изотермических кузовов (прицепов и полуприцепов), а также последующим их монтаже на шасси заказчиков.

В процессе эксплуатации детали автомобилей изнашиваются, ржавеют, на них появляются устаревшие слои краски и окалины все это требует обработки и регенерации конструкций. Поэтому перед нанесением на детали автомобиля защитного антикоррозионного лакокрасочного покрытия они проходят специальную обработку.

Для устранения недостатков, образующихся на поверхности материала в процессе эксплуатации, используется дробеструйная камера с ручной обработкой. На ЗАО «ЭМЗ» используется абразивоструйная установка типа «DSG», которая позволяет удалить с поверхностей деталей следы износа, лишние наслоения и старую краску. Установка состоит из металлического сосуда высокого давления (бак), объем которого составляет 200 л.

В процессе дробеструйной обработки напорный бак герметично закрыт быстродействующим затвором, таким образом, в баке дробеструйной установки создается высокое давление, при помощи которого абразив поступает через дозировочный вентиль в поток сжатого воздуха, и через дробеструйный шланг в сопло [2]. Для управления установкой на конце дробеструйного шланга рядом с соплодержателем предусмотрена специальная клавиша, которая позволяет останавливать процесс подачи дроби. Конструкция клавиши дистанционного управления предотвращает производственные травмы при неумышленном падении шланга в процессе дробеструйной обработки.

2. Результаты исследования

Были проведены замеры «фонового» (подача только сжатого воздуха, без дроби) уровня шума в камере, которые показали следующее. Уровень звука (УЗ) внутри установки на рабочем месте оператора составляет 111,5 дБА, а снаружи установки - 90 дБА. Уровни шума на рабочем месте (РМ) оператора согласно СН 2.2.4/2.1.8.562-96

«Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки»[3] превышают предельно-допустимые в интервале частот 63 - 8000 Гц на 10-35 дБ. Уровни звукового давления (УЗД) в октавных полосах частот внутри камеры дробеструйной обработки на рабочем месте оператора представлены на рисунке 1.

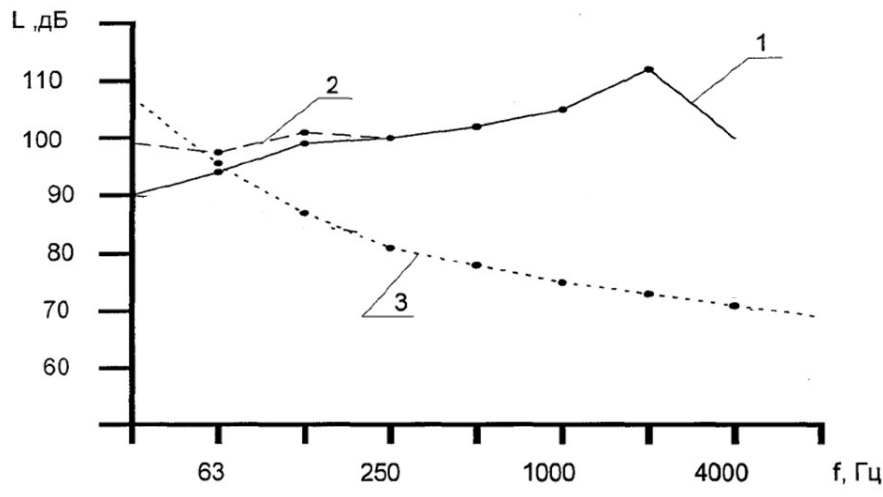


Рис. 1. Спектры шума внутри камеры на РМ оператора: «фоновый» УЗД (подача только сжатого воздуха, без дробы), 2 – УЗД рабочего процесса (с дробью)[1], 3 – норматив шума по СН 2.2.4/2.1.8.562 – 96

Как видно из представленных данных, основное влияние на формирование акустического поля внутри камеры оказывает шумоизлучение сжатого воздуха, то есть аэродинамический шум.

Спектры шума внутри камеры в разных ее точках представлены на рисунке 2.

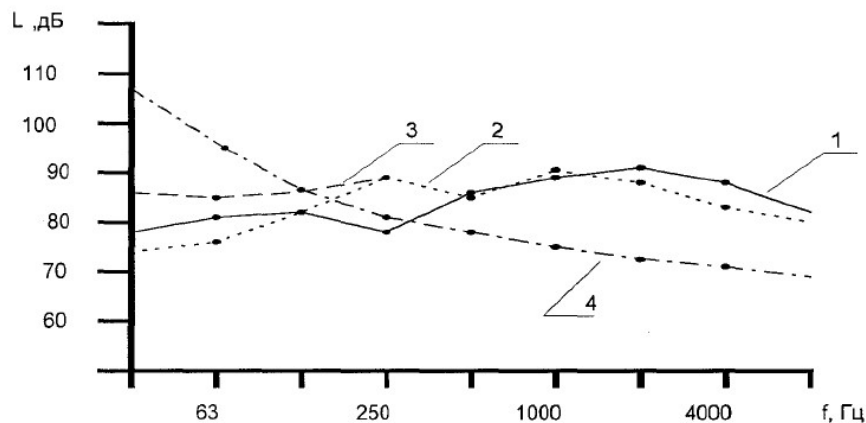


Рис. 2. Спектры шума внутри камеры: 1 –УЗД около двери; 2 –УЗД справа от двери; 3 –УЗД при подаче дробы; 4 - норматив шума по СН 2.2.4/2.1.8.562 – 96

Из графика видно, что в интервале частот от 250 Гц до 8000 Гц уровни шума, превышают нормативно-допустимые значения на 8 – 20 дБ. Около дверей установки наблюдаются максимальные уровни шума. Это связано с тем, что в нижней части двери, для ввода троса тележки, имеется отверстие. Уровень шума значительно снижается справа от двери на 5 – 7 дБ в интервале частот от 1000 Гц до 4000 Гц. Рабочий процесс также приводит к увеличению уровней шума только в низкочастотной части спектра до 125 Гц.

Для снижения уровня шума на РМ оператора нами предложен метод увеличения эквивалентной площади звукопоглощения A , м^2 , дробеструйной камеры (и, как следствие, увеличение ее постоянной помещения B , м^2) путем облицовки ограждающих конструкций камеры плоскостными ЗП поглотителями. Для этого был проведен представленный ниже акустический расчет возможного снижения УЗД и УЗ на РМ оператора при использовании вышеуказанного метода [4, 5].

Площадь ограждающих перегородок камеры находится по формуле (1):

$$S_{\text{орг}} = 2 \cdot (L \cdot D \cdot H + H \cdot D), \text{ м}^2 \quad (1)$$

$$S_{\text{орг}} = 2 \cdot (16 \cdot 4 + 16 \cdot 4,5 + 4 \cdot 4,5) = 308 \text{ м}^2,$$

где L – длина помещения, м;

D – ширина помещения, м;

H – высота помещения, м.

Средний коэффициент звукопоглощения до (α) и после (α_1) установки звукопоглотителей находятся по формулам (2) и (3):

$$\alpha = \frac{B}{B + S_{\text{орг}}}, \quad (2)$$

$$\alpha_1 = (A_1 + \Delta A) S_{\text{орг}}, \quad (3)$$

где B – постоянная помещения, м^2 ;

A_1 – эквивалентная площадь звукопоглощения поверхностями, не занятыми звукопоглощающей облицовкой, м^2 ;

ΔA – звукопоглощение, вносимого звукопоглотителями, м^2 .

Значение дополнительного звукопоглощения, вносимого звукопоглотителями, рассчитывается по формуле (4):

$$\Delta A = \alpha_{\text{обл}} \cdot S_{\text{обл}} + A_{\text{шт}} \cdot n_{\text{шт}}, \quad (4)$$

где $\alpha_{\text{обл}}$ – реверберационный коэффициент звукопоглощения, в октавных полосах частот, дополнительной звукопоглощающей облицовки;

$S_{\text{обл}}$ – площадь облицовки, м^2 ;

$A_{\text{шт}}$ – эквивалентная площадь звукопоглощения в октавных полосах частот одного штучного звукопоглотителя, м^2 ;

$n_{\text{шт}}$ – количество звукопоглотителей, шт.

Значение звукопоглощения необлицованных ограждающих поверхностей рассчитывается по формуле (5):

$$A_1 = \alpha (S_{\text{орг}} - S_{\text{обл}}), \quad (5)$$

где α – средний коэффициент звукопоглощения помещения до установки звукопоглощающей конструкции;

Постоянные помещения до (B) и после (B_1) установки звукопоглотителей можно определить по формулам (6) и (7):

$$B = B_{1000} \cdot \mu, \quad (6)$$

$$B_1 = (A_1 + \Delta A)/(1 - \alpha_1), \quad (7)$$

где B_{1000} – постоянная помещения на среднегеометрической частоте 1000 Гц, м²;
 μ – частотный множитель.

Максимальное снижение УЗД в расчетной точке, расположенной в зоне отраженного звука, при установке звукопоглощающей конструкции рассчитывается по формуле (8):

$$\Delta L = 10 \lg(B_1/B), \text{ дБ}. \quad (8)$$

В результате расчетов была выбрана конструкция облицовки, состоящая из:

- супертонкого базальтового волокна;
- стеклоткани типа Э-0,1 (ГОСТ 19907 – 2015)[6];
- прорезно-вытяжного листа толщиной 2 мм, коэффициент перфорации 54%.

Средняя плотность звукопоглощающего материала = 15 кг/м³. Диаметр отверстия – 3 мм. Воздушный промежуток - 0 м. Форма звукопоглощающих облицовок - параллелепипед с размерами 4000*1000*100 мм.

Следовательно, в дробеструйную камеру с размерами 16*4*4,5 м можно установить 20 звукопоглощающих облицовок по периметру стен на высоте 2,5 метра от пола.

Расчетные данные со звукопоглощающей облицовкой и без нее приведены в таблице 1.

Таблица 1

Расчетные данные звукопоглощения в дробеструйной камере с облицовкой и без нее

Расчитанные параметры	Среднегеометрические частоты, Гц, октавных полос							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Постоянная помещения, (В, м ²), до/после установки звукопоглощ. конструкции	9,36	8,93	9,22	10,81	14,40	21,60	64,56	60,48
	/	/	/	/	/	/	/	/
Средний коэффициент звукопоглощения, α , до/после установки звукопоглощ. конструкции	23,00	62,2	164,7	176,6	178,6	185,8	194,4	215,6
	0,029	0,028	0,029	0,034	0,045	0,066	0,100	0,164
Экв. площадь звукопоглощения при необлицованных ограждающих поверхностях, A_1 , м ²	/	/	/	/	/	/	/	/
	0,069	0,176	0,329	0,364	0,367	0,376	0,387	0,412
Значение дополнительного звукопоглощения, вносимого звукопоглотителями, ΔA , м ²	6,612	6,384	6,612	7,752	10,26	15,05	22,80	37,40
	14,8	45,4	95,0	104,6	101,5	101,0	96,4	89,4

Таблица 1 (Продолжение)

Максимальное снижение УЗД в расчетной точке, расположенной в зоне отраженного звука, при установке ЗП облицовок, ΔL , дБ	3,9	6,4	12,5	12,1	10,9	9,3	7,5	5,5
--	-----	-----	------	------	------	-----	-----	-----

Для расчета уровня звука на рабочем месте оператора после проведения указанных шумозащитных мероприятий необходимо использовать справочные корректирующие поправки (ΔL_i , дБ) в i -ой октаве согласно шкале частотной коррекции А. Так как УЗ является одночисловой характеристикой шума, то данные поправки позволяют учесть неравномерность субъективного восприятия шума человеком в зависимости от частоты, а именно: значительную «тугоухость» слухового анализатора на низких частотах и сравнительно небольшую – на высоких. Величины скорректированных (по шкале А) октавных УЗД (L_i , дБ) определяются по формуле (9):

$$L_i = L_{2i} - \Delta L_i, \text{ дБ}, \quad (9)$$

где L_{2i} – УЗД (дБ) в i -той октаве после внедрения звукопоглощающих конструкций, дБ.

Расчетные значения октавных УЗД после внедрения звукопоглощающих облицовок (с учетом корректирующих поправок по шкале А) приведены в таблице 2.

Таблица 2

Значения УЗД

Среднегеометрические частоты, Гц, октавных полос	«Фоновый» УЗД после внедрения звукопоглощающих облицовок (L_{2i}), дБ	Поправка для частотной коррекции по шкале А (ΔL_i), дБ	Корректированный по шкале А уровень звукового давления после внедрения звукопоглощающих облицовок (L_i), дБ
63	91,1	26,3	64,8
125	91,6	16,1	75,5
250	89,5	8,6	80,9
500	90,9	3,2	87,7
1000	94,1	0	94,1
2000	101,5	-1,2	102,7
4000	93,5	-1	94,5
8000	84,5	1,1	83,4

Следовательно, уровень звука (L_A , дБА) после внедрения шумозащитных мероприятий, рассчитывается по формуле (10):

$$L = 10 \lg \left(\sum 10^{0,1 \cdot L_{Ai}} \right) = 104,0, \text{ дБА.} \quad (10)$$

Предложенные шумозащитные мероприятия значительно снизят как «фоновый» уровень шума в дробеструйной камере, так и уровень шума при рабочем процессе. Уровни шума до и после установки звукопоглощающих конструкций изображены на рисунке 3.

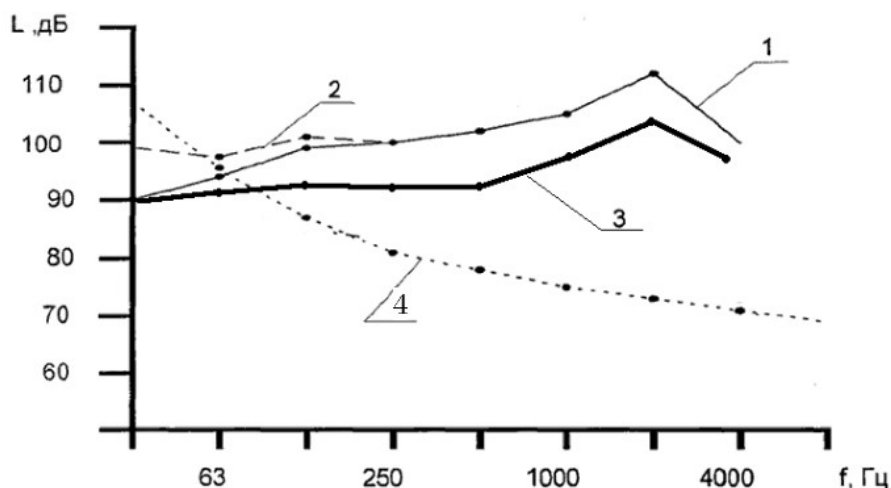


Рис. 3. «Фоновый» УЗД (подача только сжатого воздуха), 2 – УЗД рабочего процесса (до установки ЗП облицовки), 3 – УЗД рабочего процесса (после установки ЗП облицовки), 4 – норматив шума по СН 2.2.4/2.1.8.562 – 96

В связи с проведением шумозащитных мероприятий уровень звука снизится на $111,5 - 104,0 = 7,5$ дБА, благодаря чему понизится класс условий труда на РМ оператора по фактору шума (без учета длительности работы дробеструйщика в смену) с 3.4 до 3.3.

В качестве средства индивидуальной защиты оператора от шума на рабочем месте нами предложено оснастить защитный шлем дробеструйщика противошумовыми наушниками (рисунок 4), что позволит еще более снизить класс условий труда по фактору шума.



Рис. 4. Шлем дробеструйщика с противошумовыми наушниками

Заключение

В данной статье рассмотрен процесс дробеструйной обработки крупногабаритных деталей на ЗАО «Экспериментальный механический завод». На основе инженерного исследования процесса дробеструйной обработки выявлено значительное превышение уровня шума в дробеструйной камере над нормативными значениями (фактор выявлен вследствие измерения условного «фонового» уровня шума).

В ходе работы были предложены методы по снижению уровня шума в дробеструйной камере, а именно: подобраны и спроектированы средства коллективной шумозащиты (установка 20-ти ЗП облицовок), проведен акустический расчет уровней шума на рабочем месте оператора после внедрения шумозащитных мероприятий, а также предложено оснащение защитного шлема дробеструйщика противошумовыми наушниками. Благодаря этому снижен класс условий труда операторов дробеструйной обработки по фактору шуму от 3.4 до 3.3.

Список литературы

1. Капустянский А. М. Методы снижения шума при проектировании и эксплуатации дробеструйных и пескоструйных установок: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Донской государственный технический университет. – Ростов-на-Дону. – 2001.
2. Оборудование для антикоррозионных работ // BlastServis. [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: <http://blastservis.ru/kat/drobestrुynaya-kamera-linii-drobeochistki/kamera-drobestrुynoi-obrabotki/ochistka-metalla> (дата обращения 28.01.2020).
3. СН 2.2.4/2.1.8.562-96 Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. – 1996.
4. И.Г. Трунова, А.Б. Элькин, В.М. Смирнова, Выбор и расчет средств защиты от шума и вибрации. – Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева. – Нижний Новгород. – 2012 г.
5. Гудков П.А., Элькин Ю.И. Снижение уровней шума на рабочих местах на базе филиала службы пути ГУП «Мосгортранс» // Международный студенческий научный вестник. – 2017. – № 4-5. – С. 732-733.
6. ГОСТ 19907 – 2015 Ткани электроизоляционные из стеклянных крученых комплексных нитей. Технические условия. - 2015.

References

1. Kapustyansky A.M. Methods of noise reduction in the design and operation of shot blasting and sandblasting plants: a dissertation for the degree of candidate of technical sciences. - Don State Technical University. - Rostov-on-Don. - 2001.
2. Equipment for anticorrosion work // BlastServis. [electronic resource] - Access mode. - URL: <http://blastservis.ru/kat/drobestrुynaya-kamera-linii-drobeochistki/kamera-drobestrुynoi-obrabotki/ochistka-metalla> (accessed 01.01.2020).
3. SN 2.2.4 / 2.1.8.562-96 Noise at workplaces, in premises of residential, public buildings and in residential areas. - 1996.

4. I.G. Trunova, A.B. Elkin, V.M. Smirnova, Selection and calculation of protection against noise and vibration. - Nizhny Novgorod State Technical University. R.E. Alekseeva. - Nizhny Novgorod. – 2012.

5. Gudkov P.A., Elkin Yu.I. Decrease in noise levels at workplaces on the basis of the branch service of the State Unitary Enterprise Mosgortrans // International Student Scientific Herald. - 2017. - № 4-5. – P.P 732-733.

6. GOST 19907 - 2015 Dielectric fabrics made of glass twisted complex threads. Specifications. – 2015.

УДК: 534.26
OECD: 01.03.AA

Акустический импеданс круглых отверстий

Быков А.И.¹, Комкин А.И.^{2*}

¹ Ассистент, ² Профессор

^{1,2} МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, РФ

Аннотация

Приводятся результаты экспериментального исследования акустического импеданса круглого отверстия в стальной пластине толщиной 2 мм. Диаметр отверстий варьировался от 5 до 15 мм. Пластины устанавливались на конце импедансной трубы диаметром 99 мм. Действительная часть импеданса описывалась безразмерным сопротивлением, а мнимая - присоединенной длиной отверстия. Исследования показали, что для получения достоверных зависимостей импеданса отверстия от скорости среды в отверстии в области развитой нелинейности скорость в отверстии должна определяться по результатам измерений. Измерения скорости в отверстии осуществлялись с помощью трубки Пито. В этом случае зависимости действительной и мнимой частей импеданса от скорости в отверстии нелинейны, и диаметр отверстия не влияет на эти зависимости.

Ключевые слова: сопротивление, присоединенная длина, нелинейность, трубка Пито, измерение.

The acoustic impedance of the circular orifices

Bykov A.I.¹, Komkin A.I.^{2}*

¹ Assistant, ² Professor

^{1,2} Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Abstract

The results of an experimental study of an acoustic impedance of a circular orifice in a 2 mm thick steel plate are presented. The diameter of the orifices varied from 5 to 15 mm. The plates were installed at the end of an impedance tube with a diameter of 99 mm. The real part of the impedance is described by a dimensionless resistance, and the imaginary attached to the length of the orifice. The studies demonstrate that in order to obtain reliable dependences of the orifice impedance on the velocity of the medium in the orifice in the area of developed nonlinearity, the velocity in the orifice must be determined from the results of measurements. Velocity measurements in the orifice were made using a Pitot tube. In this case, the dependencies of the real and imaginary parts of the impedance on the velocity in the orifice are nonlinear, and the orifice diameter does not affect these dependencies

Keywords: *resistance, attached length, nonlinearity, Pitot tube, measurement.*

Введение

Знание акустических характеристик отверстия, в частности его акустического импеданса, имеет большое практическое значение. Отверстие относится к основным элементам в глушителях шума, оно может являться горлом различного рода резонаторов, а также является неотъемлемой частью перфорированных поверхностей. То насколько хорошо известны его акустические характеристики, особенно при высоких уровнях звукового давления, может быть определяющим фактором при разработке эффективных систем защиты от шума.

Исследованию акустического импеданса отверстия посвящено большое количество работ [1-21]. При этом следует сразу сказать об одной особенности, состоящей в том, что эти работы можно разделить на две группы. К первой относятся исследования характеристик отверстия в рамках линейной акустики, что соответствует невысоким уровням звукового давления. Большинство основополагающих результатов по линейному импедансу отверстия были получены уже давно. При этом необходимо прежде всего отметить труды лорда Рэля [1] и Крендалла [2], можно считать, что к настоящему времени этот вопрос изучен достаточно хорошо, хотя и здесь еще существуют некоторые вопросы, требующие своего разрешения. С интенсивным развитием методов конечно-элементного моделирования в последнее время многие из этих вопросов удалось прояснить. Вторая группа работ относится к исследованию импеданса отверстий на нелинейных режимах работы, соответствующих высоким уровням звукового давления. И хотя эти исследования проводятся уже в течении длительного времени здесь остается еще очень много нерешенных проблем.

Импеданс перегородки с отверстием Z , размещенной на срезе импедансной трубы, определяется отношением амплитуды звукового давления P к амплитуде колебательной скорости U у стенки перегородки в импедансной трубе: $Z = P/U$. В свою очередь, импеданс самого отверстия в перегородке $Z_0 = P/U_0$, где U_0 - амплитуда колебательной скорости в отверстии в перегородки. Очевидно имеет место следующее соотношение:

$$Z_0 = (U/U_0)Z. \quad (1)$$

В рамках линейной акустики в силу закона сохранения объемных скоростей при прохождении звуковой волной отверстия в перегородке соотношение (1) можно также записать в виде:

$$Z_0 = g^2 Z, \quad (2)$$

где g - безразмерный параметр, равный отношению диаметра отверстия к диаметру импедансной трубы, $g = d_0/d$.

В дальнейшем мы будем рассматривать безразмерный импеданс отверстия, определяемый соотношением $\bar{Z}_0 = Z_0/\rho c$, где ρ - плотность воздуха; c - скорость звука в воздухе. Следует иметь ввиду, что акустический импеданс отверстия, и в частности его безразмерный аналог, является комплексной величиной:

$$\bar{Z}_0 = \bar{R}_0 + i\bar{X}_0. \quad (3)$$

Действительная часть акустического импеданса в (3), так называемое безразмерное сопротивление отверстия, в рамках линейной акустики определяется вязкими потерями в отверстии и описывается выражением [3]:

$$\bar{R}_0 = 2k\delta_v(l/d_0 + N + E), \quad (4)$$

где $k = \omega/c$ – волновое число; ω – угловая частота; $\delta_v = (2\nu/\omega)^{1/2}$ – глубина вязкого погранслоя; ν – кинематическая вязкость воздуха, $\nu = 1,5 \cdot 10^{-5}$ м²/с; l – длина отверстия (толщина перегородки). При этом, первое слагаемое в скобках формулы (4) определяет вязкие потери на стенках отверстия, а величины N и E – вязкие потери на стенках перегородки и на кромках отверстия. Для рассматриваемой конфигурации перегородки, как показано в [3], можно положить $N = 0,3$ и $E = 0,85$.

В свою очередь, мнимую часть безразмерного импеданса принято описывать через присоединенную длину отверстия:

$$\bar{X}_0 = kl_e, \quad (5)$$

где l_e – эффективная длина горла, $l_e = l + l_{al}$; l и l_{al} – действительная длина отверстия и его присоединенная длина соответственно.

$$l_{al} = \alpha(1 - \beta g)d_0, \quad (6)$$

где α и β – постоянные коэффициенты, значения которых зависят от толщины перегородки. Значения этих коэффициентов на начальном этапе были определены аналитически для двух предельных случаев: бесконечно тонкой [4] и бесконечно толстой [5] перегородок. В последнее время, с появлением возможности конечно-элементного моделирования, было произведено их уточнение. Так в [6] было получено, что, например, для перегородки толщиной 1 мм коэффициент $\alpha = 0,81$, а при дальнейшем увеличении толщины его значение постепенно увеличивается до 0,82. Значение коэффициента β при толщине перегородки $l > 1$ мм равно 0,34.

Определение импеданса отверстия на нелинейном режиме представляет собой гораздо более сложную задачу. Многие связанные с этим вопросы остаются без ответа до настоящего времени, хотя первое исследование в этом направлении выполнено Сивианом еще в 30-е годы прошлого века. Он в частности установил [7], что при высоких уровнях звукового давления происходит интенсивный рост сопротивления отверстия и предположил, что сопротивление отверстия линейно растет с увеличением колебательной скорости в отверстии, как это имеет место в гидравлике в соответствии с законом Бернулли. Большой вклад в исследование нелинейного импеданса отверстия внес Ингард [7, 8, 12]. Им с соавторами показано, что основным фактором, определяющим импеданс отверстия на нелинейных режимах, является струйный характер движения воздуха, выходящего из отверстия. При этом Ингардом сопротивление трения была предложил следующую формулу:

$$R_0 = 2\rho\sqrt{2\nu\omega}(l/d_0 + \bar{\Delta}_v + \bar{\Delta}_{nl}), \quad (7)$$

где $\bar{\Delta}_v$ – безразмерная (отнесенная к d_0) линейная диссипативная присоединенная длина отверстия, описывающая вязкие потери в окрестности отверстия и на его кромках и согласно Ингарду равная 1; $\bar{\Delta}_{nl}$ – безразмерная (отнесенная к d_0) нелинейная диссипативная присоединенная длина отверстия, описывающая потери на нелинейном режиме работы.

Выражение (7) приводит к возможности представления безразмерного акустического сопротивления отверстия в виде $\bar{R}_0 = R_0/(\rho\sqrt{\nu\omega})$. Выбор нормировки величины $\sqrt{\nu\omega}$, а не обычно используемой с этой целью скорости звука c , был предложен Пэнтоном и Голдманом [14] и позволил им получить зависимости сопротивления отверстия от колебательной скорости в нем инвариантные относительно частоты звука.

Подход Пэнтона и Голдмана к нормировке сопротивления отверстия был использован позднее Дикеем с соавторами [16]. Полученная ими экспериментальная

зависимость безразмерного сопротивления отверстия от колебательной скорости была аппроксимирована степенной функцией с показателем степени $n = 1,72$. Примечательно, что значение этого показателя практически совпадает с тем, что получено ранее Ингардом в [8].

Следует отметить, что процесс перехода от линейного к нелинейному режиму имеет сложный характер. Между ними имеется некоторая переходная зона, и только за ней начинается режим развитой нелинейности, в которой и предположительно и начинает выполняться закон Бернулли. Такую особенность отмечал, в частности, Ингард [12]. Между тем, в большинстве опубликованных работ, за исключением [10], исследования ограничивались только переходным режимом.

Еще одна особенность известных работ по нелинейному импедансу отверстий заключается в том, что в них, как это ни удивительно, практически не исследовалась зависимость импеданса отверстия от его диаметра. В [20] определялось безразмерное нелинейное акустическое сопротивление отверстий в предположении, что на нелинейном режиме, выполняется справедливый для линейной акустики закон сохранения объемной скорости. Было получено, что нелинейное сопротивление, в противоположность линейному, увеличивается пропорционально диаметру отверстия. Однако, этот результат не имеет ясной физической интерпретации, так что проблема влияния размеров отверстия на его нелинейное сопротивление требует решения.

В [19] рассматривалось влияние высоких уровней звукового давления на изменение относительной присоединенной длины отверстия, определяемой соотношением:

$$\bar{l}_a = l_a/l_{al} = 1 - \Delta l_{an}, \quad (8)$$

где l_{al} - линейная присоединенная длина отверстия, определяемая согласно (6), $l_{al} = 0,81(1 - 1,34g)d_0$, а Δl_{an} - относительное уменьшение присоединенной длины, вызванное нелинейными процессами.

Установлено, что с ростом колебательной скорости в отверстии его присоединенная длина, сначала значительно уменьшается, а далее выходит на постоянный уровень, величина которого уменьшается с уменьшением диаметра отверстий. Такой результат далеко не очевиден и требует дополнительного исследования.

Настоящая статья посвящена изучению акустического импеданса круглых отверстий различных диаметров в первую очередь на нелинейных режимах. Основные задачи данной работы состоят в получении надежных результатов измерений акустического импеданса отверстий разного диаметра, оценка зависимости этой величины от колебательной скорости в отверстии при ее изменении в широком диапазоне амплитуд, а также проверка широко распространенного предположения о том, что на нелинейных режимах акустическое сопротивление отверстия определяется на основе закона Бернулли.

1. Экспериментальная установка

В данной работе исследовался акустический импеданс отверстий в импедансной трубе с внутренним диаметром 99 мм в широком диапазоне уровней звукового давления. Схема экспериментальной установки отображена на рис.1. С одной стороны импедансной трубы располагался исследуемый образец в виде стальной пластины толщиной 2 мм с центральным отверстием, диаметр которого при проведении измерений изменялся от 5 мм до 15 мм. С другой стороны, к трубе через конфузор подсоединялся динамик Веута 12М1100 диаметром 300 мм и мощностью 400 Вт. При этом динамик излучал sweer-сигнал в полосе 10 Гц с центральной частотой 150 Гц с длительностью развертки – 1 с. Этот сигнал поступал на динамик с компьютера через усилитель мощностью 600 Вт.

Все это давало возможность создавать в импедансной трубе звуковое давление с уровнем до 165 дБ. Это звуковое давление регистрировалось двумя четвертьдюймовыми микрофонами РСВ 378С10. Сигналы микрофонов подавались на предварительный усилитель РСВ 482С, а затем поступали на анализатор сигналов V&K PHOTON +, который вычислял спектральные характеристики измеренных звуковых давлений. Далее полученные характеристики обрабатывались на компьютере и там методом передаточных функций определялись амплитуды прямой и отраженной волн в импедансной трубе. Затем, используя эти значения амплитуд, осуществлялся расчет амплитуд звукового давления и колебательной скорости у внутренней стороны пластины, коэффициент отражения пластины и ее акустический импеданс. Далее акустический импеданс пластины пересчитывался в импеданс отверстия.

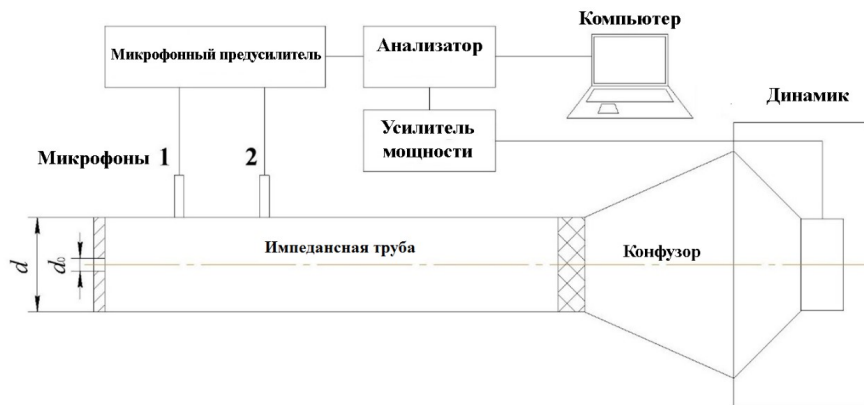


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

2. Результаты

На первом этапе исследований акустический импеданс отверстия определялся с помощью формулы (2), в предположении, что на нелинейном режиме при прохождении звуковой волной отверстия в пластине выполняется, как и линейном режиме, закон сохранения объемной скорости. Однако использование такого подхода привело к физически противоречивому результату, когда сопротивление отверстия, вопреки ожиданию, увеличивалось с увеличением его диаметра.

Что касается мнимой части импеданса отверстия, то она оценивалась в терминах относительной присоединённой длины отверстия по формуле (8). Оказалось, что с увеличением звукового давления, а, следовательно, и колебательной скорости в отверстии, относительная присоединенная длина отверстия начинает снижаться, причем уже упоминалось ранее, чем меньше диаметр отверстия, тем больше величина этого снижения. Такой результат также не имеет ясной физической интерпретации.

С учетом этих обстоятельств было решено провести прямые измерения скорости в отверстии на нелинейных режимах с помощью трубки Пито. Ее чувствительности оказалась достаточной для получения достоверных результатов при уровнях звукового давления L_p у отверстия более 125 дБ, когда значения колебательной скорости в отверстии превышали 3 м/с. Полученные при этом результаты для пяти диаметров отверстий, представленные на рис. 2, показали, что измеренная скорость в отверстии V_0 практически не зависит от диаметра отверстий. Полученный при этом некоторый разброс значений следует рассматривать как результат погрешности измерений, так как он, по сути, не изменяется с ростом уровня звукового давления в трубе. Сразу стоит отметить, что такой результат напрямую противоречит закону сохранения объемных скоростей.

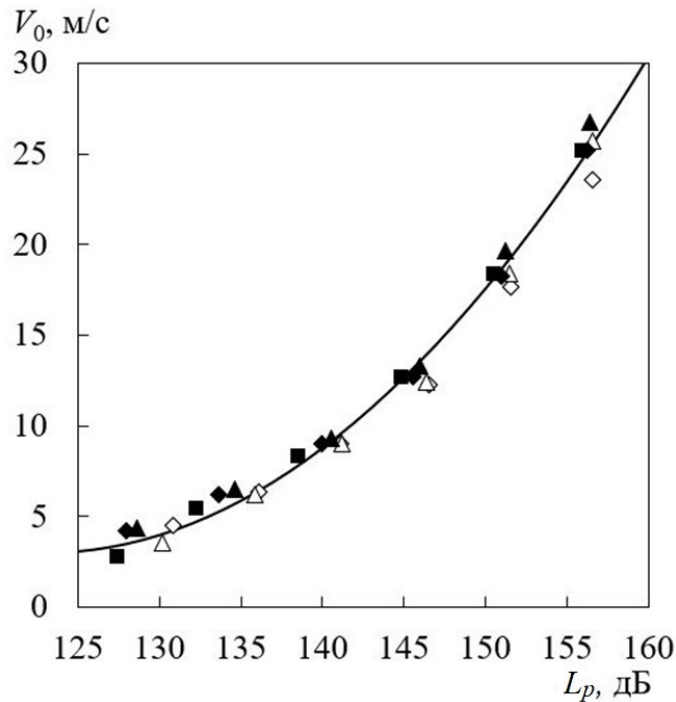


Рис. 2. Измеренная скорость в отверстии пластины как функция звукового давления у пластины: (◇) - 5 мм; (△) - 7 мм; (▲) - 10 мм; (◆) - 12 мм; (■) - 15 мм; — аппроксимация

Полученные данные измерений были аппроксимированы аналитической функцией вида:

$$V_0(L_p) = 0,02(L_p - 123)^2 + 3. \quad (9)$$

На рис. 2 сплошной линией представлена вычисленная по формуле (9) аппроксимирующая кривая, которая показывает хорошее соответствие экспериментальным данным и доказывает, что единственным фактором, определяющим скорость в отверстии V_0 , является звуковое давление у перегородки L_p .

2.1. Действительная часть импеданса отверстия

Аппроксимация (9) была использована далее для построения зависимости импеданса отверстий различных диаметров от измеренной колебательной скорости в отверстии. Формула (1) для импеданса отверстия в этом случае преобразовывалась к виду:

$$\bar{Z}_0 = (U/V_0)\bar{Z}. \quad (10)$$

Вычисленные в соответствии с (10) зависимости безразмерного сопротивления от скорости V_0 показали, что на режимах развитой нелинейности, когда значения звукового давления $L_p > 145$ дБ, сопротивление отверстия практически перестает зависеть от его диаметра и связано с величинами L_p и V_0 нелинейными зависимостями. При меньших значениях L_p и V_0 , зависимости, соответствующие разным диаметрам, спадая, начинают расходиться. При этом больший диаметр отверстия определяет и более крутой спад соответствующей кривой.

Если рассматривать зависимость \bar{R}_0 от V_0 в целом, с точки зрения ее

аналитического описания, то целесообразно выделить три характерных области: линейный, переходный и развитой нелинейности.

В линейной области, при $V_0 < 0,7$ м/с, сопротивление отверстия уменьшается с увеличением диаметра, не зависит от колебательной скорости в отверстии и описывается в соответствии с (4) следующим образом:

$$\bar{R}_{01} = 9,8 \cdot 10^{-4}(l/d_0 + 1,15). \quad (11)$$

В переходной области, при $0,7 \text{ м/с} \leq V_0 \leq 10 \text{ м/с}$, наблюдается сложная зависимость сопротивления отверстия \bar{R}_0 от V_0 , которая может быть аппроксимирована выражением:

$$\bar{R}_{02} = a^3(V_0 - 0,6)^3 \left(1 - \frac{0,995b^3(V_0 - 0,6)^3}{1 + b^3(V_0 - 0,6)^3} \right) + \bar{R}_{01}, \quad (12)$$

где $a = -0,01(d_0/l) + 0,144$; $b = 0,03(d_0/l) + 0,39$.

В области развитой нелинейности, $V_0 > 10$ м/с, акустическое сопротивление отверстия перестает зависеть от его диаметра. Важно отметить, что данная зависимость имеет выраженную квадратичную зависимость от колебательной скорости в нем:

$$\bar{R}_{03} = 1,2 \cdot 10^{-4}V_0^2 + 0,048. \quad (13)$$

Аппроксимирующие графические зависимости, определенные формулами (11) – (13) для диаметров отверстий 5, 10 и 15 мм представлены на рис. 3 соответственно точечной, штриховой и сплошной линиями. Следует отметить их хорошее совпадение с соответствующими сопротивлением отверстий, которые получены в результате экспериментальных измерений и отмечены точками.

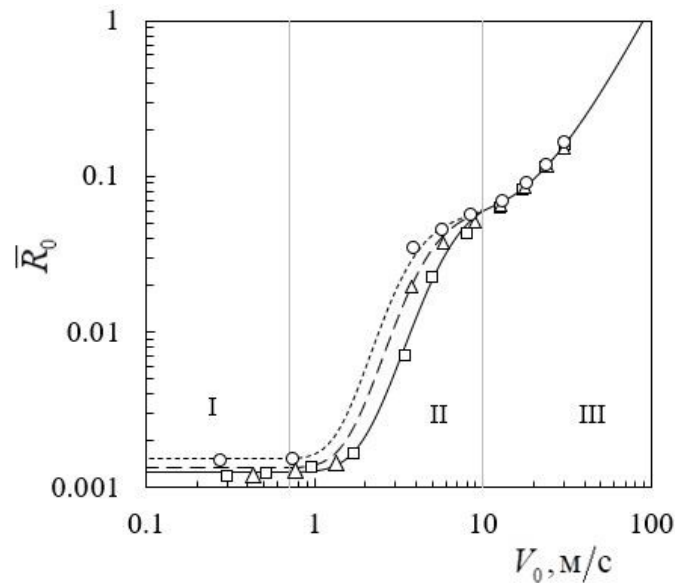


Рис. 3. \bar{R}_0 как функция V_0 в линейной области (I), переходной области (II) и области развитой нелинейности (III) для отверстий диаметром: (· · · · ·) - 5 мм; (- - Δ - -) - 10 мм; (- □ -) - 15 мм

2.2. Мнимая часть импеданса отверстия

Затем в работе были исследованы зависимости мнимой части импеданса отверстия от измеренной скорости V_0 . В области развитой нелинейности с увеличением скорости V_0

значения мнимой части импеданса отверстия сначала медленно уменьшаются, а затем начинают возрастать. Следует отметить, что при таких изменениях значения мнимой части импеданса отверстия все-таки остаются меньше значения импеданса при $V_0 \rightarrow 0$, соответствующего линейной области и определяемого по формуле (5). Это позволяет нам формально описать изменение мнимой части импеданса отверстия в области развитой нелинейности в терминах присоединенной длины, как это обычно делается в линейной акустике. Следует подчеркнуть, что это формальный подход и он не применим для использования в переходной области. Используя приведенные выше формулы, мнимая часть импеданса была преобразована в безразмерную нелинейную присоединенную длину отверстия, а затем были построены зависимости этой величины от скорости V_0 , представленные на рис. 4.

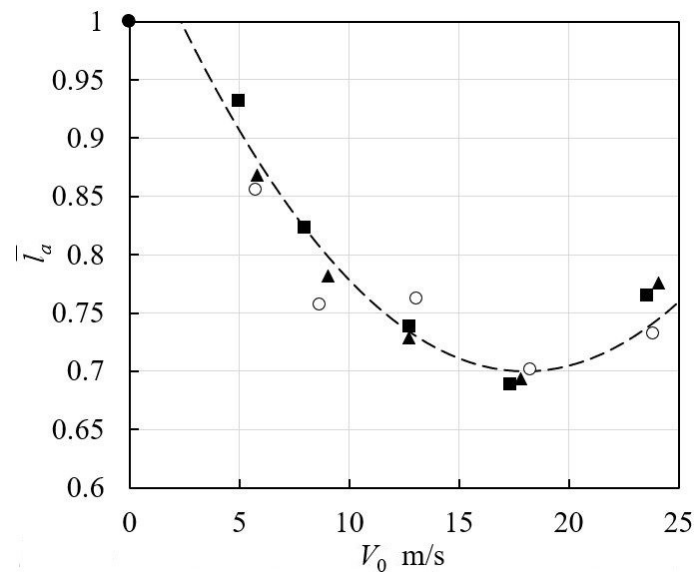


Рис. 4. \bar{l}_a как функция V_0 для отверстий диаметром:
 (—○—) - 5 мм; (—▲—) - 10 мм; (—■—) - 15 мм

Эти результаты показывают, что нелинейная присоединенная длина отверстия \bar{l}_a слабо зависит от его диаметра d_0 . В свою очередь зависимость \bar{l}_a от скорости V_0 может быть аппроксимирована параболической функцией:

$$\bar{l}_a = 1,22 \cdot 10^{-3}(V_0 - 18)^2 + 0,3. \quad (14)$$

Такая аппроксимация применима только для $V_0 > 5$ м/с. График этой аппроксимации представлен на рис. 4 штриховой линией.

3. Обсуждение

Важным замечанием к работе является то, что полученные результаты все-таки носят ограниченную применимость. В первую очередь результаты применимы только к большим отверстиям, когда толщина пограничного слоя для стенок таких отверстий намного меньше диаметра этих отверстий. Помимо этого, в работе исследовались только пластины толщиной 2 мм, поэтому строго говоря, представленные результаты будут справедливыми только для отверстий с такой толщиной пластин. В тоже время, по-видимому, общие закономерности влияния диаметра отверстия на его акустический импеданс будут иметь такой же характер и при рассмотрении образцов другой толщины.

Еще один вопрос, требующий разрешения, является правомерность применения закона Бернулли при рассмотрении прохождения звуковой волной отверстия на режиме

развитой нелинейности. Закон Бернулли справедлив для постоянных потоков среды через отверстие и связывает давление у отверстия p со скоростью истечения среды из отверстия V_0 квадратичной зависимостью, в которую также не входит диаметр отверстия. Кроме того эта зависимость показывает, что сопротивление отверстия со скоростью среды в нем связаны линейно. Однако этот закон вступает в противоречие с законом сохранения объемных скоростей, который справедлив для линейной акустики и согласно которому колебательная скорость в отверстии будет определяться отношением площадей поперечных сечений импедансной трубы и отверстия. Весомым аргументом в пользу достоверности полученных результатов является то, экспериментально полученные точки на зависимости сопротивления отверстия от скорости в нем для разных диаметров отверстий ложатся на одну кривую.

Поведение мнимой части импеданса отверстия конечно также требует дополнительных исследований и объяснений. Однако нельзя не отметить, что в отличие от предшествующих работ, где присоединная длина отверстия определялась исходя из закона сохранения объемной скорости и наблюдалось существенное снижение присоединенной длины отверстия с увеличением расчетной скорости в нем, причем меньшему диаметру отверстия соответствовало большее снижение присоединенной длины, настоящая работа показала, что снижение присоединенной длины отверстия практически не зависит от диаметра отверстий и не превышает 35 %.

Заключение

Проведенные в импедансной трубе исследования зависимостей акустического импеданса отверстия от скорости частиц в нем для различных диаметров отверстий показали, что в них можно выделить три характерные области: линейную, переходную и развитой нелинейности.

Установлено, что справедливый для линейной акустики закон сохранения объемной скорости при прохождении звуковой волны через отверстие в области развитой нелинейности не выполняется. Проведенные в этой области измерения колебательной скорости в отверстии с использованием трубки Пито показали, что эта скорость определяется только звуковым давлением у отверстия и не зависит от его диаметра.

Определение импеданса отверстия с использованием измеренных значений скорости в нем, приводит к кардинальным изменениям в получаемых результатах на режиме развитой нелинейности. Так, сопротивление отверстия уже не зависит от его диаметра, но в отличие от того, что дает классический закон Бернулли, зависимость сопротивления от скорости является не линейной, а квадратичной. Кроме того, формально выражая мнимую часть полного импеданса отверстия через его присоединенную длину, получаем, что такая присоединенная длина также практически не зависит от диаметра отверстия. При этом зависимость присоединяемой длины отверстия от скорости в нем является нелинейной.

Список литературы

1. Стретт Дж. В. (Лорд Рэлей). Теория звука: в 2-х т.: Пер с англ. – М.: ГИТТЛ, 1955. – Т.2.– 476 с.
2. Крендалл И.Б. Акустика: Пер. с англ.-М.: Комкнига, 2007.- 168 с.
3. Комкин А. И., Миронов М. А., Быков А. И. Поглощение звука резонатором Гельмгольца //Акуст. журн. – 2017. – Т. 63. – №. 4. – С. 356-363.

4. Фок В.А. Теоретическое исследование проводимости круглого отверстия в перегородке, поставленной поперек трубы // Доклады АН СССР. - 1941. - V.31, № 9. - С. 875-878.
5. Karal F.C. The analogous acoustical impedance for discontinuities and constrictions of circular cross section // J. Acoust. Soc. Am. - 1953. - Vol. 25, № 2. - P. 327-334.
6. Комкин А. И., Миронов М. А., Юдин С. И. О присоединенной длине отверстий // Акуст. журн. - 2012. - Т. 58. - №. 6. - С. 677-677.
7. Sivian L.J. Acoustic impedance of small orifices // J. Acoust. Soc. Am. - 1935. - Vol. 7, № 3. - P. 94-101.
8. Ingard U., Labate S. Acoustic circulation effects and the non-linear impedance of orifices // J. Acoust. Soc. Am. - 1950. - Vol. 22, № 2. - P. 211-218.
9. Ingard U. On the theory and design of acoustic resonators // J. Acoust. Soc. Am. - 1950. - Vol. 25, № 6. - P. 1037-1061.
10. Bies D. A., Wilson O. B. Acoustic impedance of a Helmholtz resonator at very high amplitude // J. Acoust. Soc. Am. - 1957. - Vol. 29, № 6. - P. 711-714.
11. Thurston G. B., Hargrove L. E., Cook B.D. Nonlinear properties of circular orifices // J. Acoust. Soc. Am. - 1957. - Vol. 29, № 9. - P. 992-1017.
12. Ingard U., Ising H. Acoustic nonlinearity of an orifice // J. Acoust. Soc. Am. - 1967. - Vol. 42, № 1. - P. 6-17.
13. Zinn B. T. A theoretical study of non-linear damping by Helmholtz resonators // J. Sound and Vibr. - 1970. - Vol. 13, № 3. - P. 347-356.
14. Panton R. L., Goldman A. L. Correlation of nonlinear orifice impedance orifice // J. Acoust. Soc. Am. - 1976. - Vol. 60, № 6. - P. 1390-1396.
15. Велижанина К.А., Лебедева И.В. Исследование резонансных звукопоглотителей при высоких уровнях звука // Акуст. журн. - 1980. - Т. 26. - №. 5. - С. 667-672.
16. Dickey N. S., Selamet A., Novak J. M. The effect of high-amplitude sound on the attenuation of perforated tube silencer // J. Acoust. Soc. Am. - 2000. - Vol. 108, № 5. - P. 1068-1081.
17. Jing X., Sun X. Sound-excited flow and acoustic nonlinearity at an orifice // Phys. Fluids - 2002. - Vol. 14, № 1. - P. 268-276.
18. Temiz M. A., Tournadre J., Arteaga I. L., Hirschberg A. Non-linear acoustic transfer impedance of micro-perforated plates with circular orifices // J. Sound and Vibr - 2016. - Vol. 366, № 2. - P. 418-428.
19. Комкин А. И., Быков А. И., Миронов М. А. Инерционная присоединенная длина отверстия при высоких уровнях звукового давления // Акуст. журн. - 2018. - Т. 64. - №. 3. - С. 296-301.
20. Комкин А. И., Быков А. И., Миронов М. А. Акустическое сопротивление отверстия при высоких уровнях звукового давления // Акуст. журн. - 2018. - Т. 64. - №. 5. - С. 562-565.
21. Bykov A., Komkin A., Moskalenko V. Measurements of acoustic flow parameters in the orifice on non-linear regime // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. - IOP Publishing, 2019. - Т. 589. - №. 1. - С. 012015.

References

1. Strutt J. W. (Baron Rayleigh). The Theory of Sound. - McMillan, Michigan, 1896. - Vol.2.
2. Crandall I. B. Theory of Vibrating Systems and Sound. - D. Van Nostrand Company, Inc, 1926.

3. Komkin A. I., Mironov M. A., Bykov A. I. Sound absorption by a Helmholtz resonator // *Acoust. Phys.* - 2017. - Vol. 63, № 4. - P. 385-392.
4. Fok V. A. Teoreticheskoe issledovanie provodimosti kruglogo otverstiya v peregorodke, postavlennoj poperek trubyy // *Doklady AN SSSR* - 1941. - V.31, № 9. - P. 875-878.
5. Karal F.C. The analogous acoustical impedance for discontinuities and constrictions of circular cross section // *J. Acoust. Soc. Am.* - 1953. - Vol. 25, № 2. - P. 327-334.
6. Komkin A.I., Mironov M.A., Yudin S.I. On the attached length of orifices // *Acoust. Phys.* - 2012. - Vol. 58, № 6. - P. 628-632.
7. Sivian L.J. Acoustic impedance of small orifices // *J. Acoust. Soc. Am.* - 1935. - Vol. 7, № 3. - P. 94-101.
8. Ingard U., Labate S. Acoustic circulation effects and the non-linear impedance of orifices // *J. Acoust. Soc. Am.* - 1950. - Vol. 22, № 2. - P. 211-218.
9. Ingard U. On the theory and design of acoustic resonators // *J. Acoust. Soc. Am.* - 1950. - Vol. 25, № 6. - P. 1037-1061.
10. Bies D. A., Wilson O. B. Acoustic impedance of a Helmholtz resonator at very high amplitude // *J. Acoust. Soc. Am.* - 1957. - Vol. 29, № 6. - P. 711-714.
11. Thurston G. B., Hargrove L. E., Cook B.D. Nonlinear properties of circular orifices // *J. Acoust. Soc. Am.* - 1957. - Vol. 29, № 9. - P. 992-1017.
12. Ingard U., Ising H. Acoustic nonlinearity of an orifice // *J. Acoust. Soc. Am.* - 1967. - Vol. 42, № 1. - P. 6-17.
13. Zinn B. T. A theoretical study of non-linear damping by Helmholtz resonators // *J. Sound and Vibr.* - 1970. - Vol. 13, № 3. - P. 347-356.
14. Panton R. L., Goldman A. L. Correlation of nonlinear orifice impedance orifice // *J. Acoust. Soc. Am.* - 1976. - Vol. 60, № 6. - P. 1390-1396.
15. Velizhanina K. A., Lebedeva I. V. Study of resonant sound absorbers at high sonic level // *Sov. phys. Acoust.* - 1980. - Vol. 26, № 5. - P. 667-672.
16. Dickey N. S., Selamet A., Novak J. M. The effect of high-amplitude sound on the attenuation of perforated tube silencer // *J. Acoust. Soc. Am.* - 2000. - Vol. 108, № 5. - P. 1068-1081.
17. Jing X., Sun X. Sound-excited flow and acoustic nonlinearity at an orifice // *Phys. Fluids* - 2002. - Vol. 14, № 1. - P. 268-276.
18. Temiz M. A., Tournadre J., Arteaga I. L., Hirschberg A. Non-linear acoustic transfer impedance of micro-perforated plates with circular orifices // *J. Sound and Vibr* - 2016. - Vol. 366, № 2. - P. 418-428.
19. Komkin A. I., Bykov A. I., Mironov M. A. Inertial Attached Length of an Orifice at High Sound Pressure Levels // *Acoust. Phys.* - 2018. - T. 64. - №. 3. - P. 287-292.
20. Komkin A. I., Bykov A. I., Mironov M. A. Acoustic Resistance of an Orifice at High Sound Pressure Levels // *Acoust. Phys.* - 2018. - T. 64. - №. 5. - P. 563-566.
21. Bykov A., Komkin A., Moskalenko V. Measurements of acoustic flow parameters in the orifice on non-linear regime // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering.* - IOP Publishing, 2019. - Vol. 589. - №. 1. - C. 012015.

УДК: 534.7
OECD: 3.03 NE

Анализ причин использования молодыми людьми портативных аудиоустройств и случаев отказа от них

Левина Е.А.¹, Храмов А.В.², Васильева В.К.^{3*}, Луценко Е.С.⁴

¹ К.м.н., старший научный сотрудник, Санкт-Петербургский научно-исследовательский институт уха, горла, носа и речи, г. Санкт-Петербург, РФ
² Д.м.н., профессор, ³ Аспирант, ⁴ Магистрант
^{2,3,4} Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

В научной литературе активно обсуждаются социальные и медицинские последствия большой распространенности портативных аудиоустройств среди молодежи [1,2,3]. В разных странах проводятся масштабные опросы различных контингентов (школьники, студенты и др.) [4,5]. Специалисты высказывают обоснованные опасения об отдаленных последствиях, прежде всего – формированию тугоухости. К решению проблемы активно подключились структуры ООН [6]. При этом не следует забывать о сотнях тысяч работников, которые, в связи с особенностями профессии (операторы, диспетчеры, пилоты, работники кол центров, звукооператоры и др.), должны находиться в наушниках весь рабочий день. Исследований в этом направлении совершенно недостаточно, так как в выявлении патологии не заинтересован, по понятным причинам, ни работодатель, ни работник, который опасается потерять работу и не может поэтому отказаться от использования наушников. Обращения к специалистам нередко происходят только при выходе на пенсию. Кроме того, многие конструкторы, программисты, офисные работники (особенно в офисах открытого типа) и многие другие вынуждены использовать портативные аудиоустройства для защиты от внешнего шума, который мешает им сосредоточиться [7,8]. В этом случае, дискомфорт при использовании наушников позволяет работнику в любой момент отказаться от наушников и решать проблему защиты от шума как-то иначе. Анализ случаев отказа от использования наушников представляет большой научный и практический интерес.

Ключевые слова: индивидуальные аудиоустройства, наушники, опрос, тугоухость, отомикоз, шум.

Analysis of the reasons and refusal of portable audio devices by young people

Levina E.A.¹, Khramov A.V.², Vasilyeva V.K.^{3}, Lutsenko E.S.⁴*

*¹ Candidate of Medical Sciences, Senior Research Officer,
Saint Petersburg Research Institute of Ear, Throat, Nose and Speech, Saint-Petersburg, Russia
² Doctor of Medical Sciences, Professor, ³ Post graduate student, ⁴ Undergraduate student
^{2,3,4} BSTU «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia*

Abstract

Social and medical consequences of the great popularity of portable audio devices among young people are extensively discussed in the scientific literature [1,2,3]. Large-scale surveys of various groups (schoolchildren,

students, etc.) are conducted in different countries [4,5]. Experts express reasonable concerns about the long-term consequences, first of all, occurrence of the hearing loss. The UN entities are actively involved in solving the problem [6]. At the same time, we should not forget about the hundreds of thousands of employees who, due to the specifics of their profession (operators, dispatchers, pilots, call center workers, sound operators, etc.), must wear headphones during their working day. Research in this direction is absolutely insufficient, since neither the employer nor the employee, who is afraid of losing his or her job and cannot therefore refuse to use headphones, is not interested for obvious reasons in the detection of pathology. Visits to the specialists often occur only when retiring. In addition, many designers, programmers, office workers (especially in open offices), and many others are forced to use portable audio devices to protect themselves from external noise that prevents them from concentrating [7,8]. In this case, the discomfort when using headphones causes the employee to avoid using the headphones at any time and solve the problem of noise protection in some other way. Analyzing cases of refusal to use headphones is of great scientific and practical interest.

Keywords: personal audio devices, headphones, survey, hearing loss, otomycosis, noise.

Введение

В научной литературе активно обсуждаются социальные и медицинские последствия большой распространенности портативных аудиоустройств среди молодежи. Популярность акустических наушников разных типов часто обусловлена личными предпочтениями, модой или желанием изолироваться от внешних факторов. Авторами данной статьи было проведено опрос-исследование, в результате которого были установлены конкретные причины использования или отказа от индивидуальных акустических наушников. В опросе участвовали 1412 лиц обоего пола. Все исследуемые были распределены в 2 группы: в состав 1-й группы были включены 737 человек, использующие наушники в настоящее время не менее 3-х часов в сутки, а во вторую - 675 человек, ранее использовавшие личные аудиоустройства, но позже отказавшиеся от них. Обе группы имеют сходный половой и возрастной состав (рис.1). Опрос (анкетирование) проводился с помощью онлайн-сервиса Google-формы. Анкета содержит 7 вопросов, отражающих продолжительность пользования наушниками, их тип, переносимость и отношение человека к посторонним шумам. Собранные данные систематизировались и группировались автоматически, вследствие этого получалось их готовое графическое отображение в виде диаграмм. Результаты обследования были обработаны с использованием программы Excel.

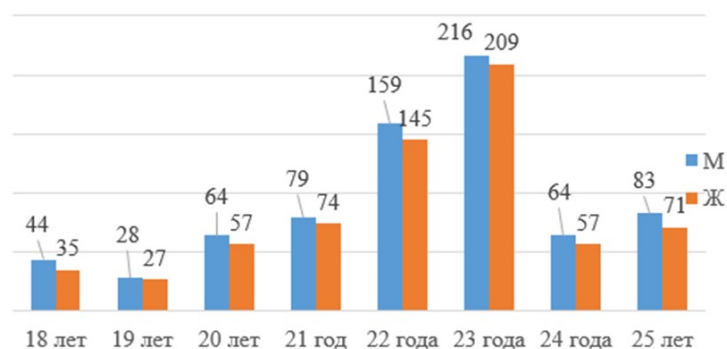


Рис. 1. Количество и возраст опрошенных

1. Цель исследования

Целью данной работы является анализ причин как постоянного и продолжительного использования личных аудиоустройств, так и отказа от них, а также, жалоб пользователей, как в первом, так и во втором случае.

2. Результаты исследования

Как видно на рисунках 2 и 3, 73% опрошенных активных пользователей наушников (1-я группа, 737 человек) применяют их ежедневно и только 5,6% - реже 3-х раз в неделю. Использование аудиоплеера менее 3-х часов в день обнаруживалась только у 56% лиц 1-й группы. Среди отказавшихся от наушников лиц 2-й группы (675 человек) ранее постоянно использовали аудиоустройства только каждый четвертый (25%, статистическая значимость¹ $p \leq 0,01$), 65% – только эпизодически ($p \leq 0,01$). Применяли наушники менее 3-х часов в день во 2-й группе также достоверно чаще, чем в 1-й (82% против 56% соответственно, $p \leq 0,01$). Ранее вообще не использовали наушники только 2% лиц 2-й группы. Таким образом, почти все опрошенные в прошлом имеют опыт применения наушников, но часть лиц в дальнейшем отказались от них. Последние, как правило, изначально не относились к частым пользователям персональных аудиоустройств, а позднее по разным причинам перестали использовать аудиосистемы. Анализ таких причин представляет большой научный и практический интерес.



Рис. 2. Диаграмма результатов ответов на вопрос «Как часто Вы пользуетесь/пользовались наушниками?»



Рис. 3. Диаграмма результатов ответов на вопрос «Сколько часов в день Вы проводите/проводили в наушниках?»

¹Уровень статистической значимости отражает вероятность ошибки. Следовательно, результат при $p=0,01$ более точный, чем при $p=0,05$.

Заметное ухудшение самочувствия после прослушивания аудиосистемы отмечали 26% лиц 1-й группы (рис.5). В основном сюда относились лица часто и длительно использовавшие наушники. Преобладали общие жалобы (на общий дискомфорт, головную боль) чувство сдавливания головы, зуд в ушах (рис.6). Отметим, что болезненность при прикосновении к коже в области наружного слухового прохода, козелка, ушной раковины, височной области головы, может быть связана с невралгией средней ветви тройничного нерва, симптомом Арнольда [9] (близкое к коже расположение ветвей блуждающего нерва (рис.4) и наружным отитом (чаще всего – отомикозом, ушным грибком).

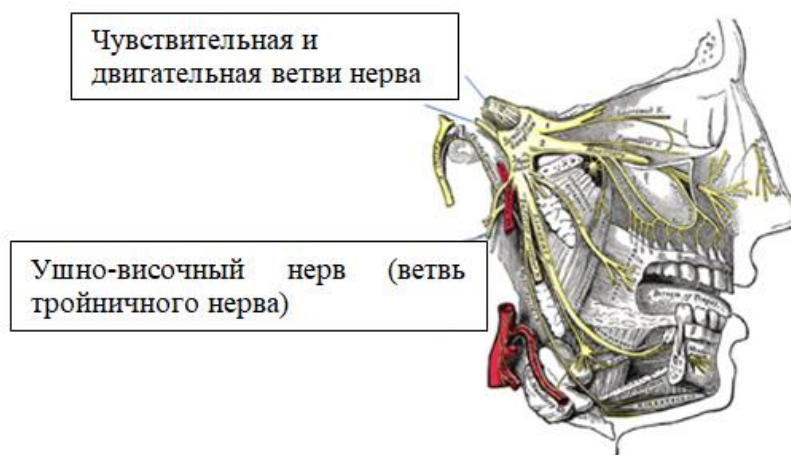


Рис. 4. Расположение ветвей тройничного нерва Henry Gray (1918) [10]

Ушной зуд – еще более характерный признак отомикоза. Грибок можно легко «подцепить», воспользовавшись чужими наушниками, а вылечить это заболевание бывает не просто. В данной работе мы не акцентировали внимание на влиянии прослушивания персональных аудиосистем на формирование тугоухости, так как эта проблема достаточно изучена и требует специальных методов исследования слуха.

Группа 1 - активно используют наушники

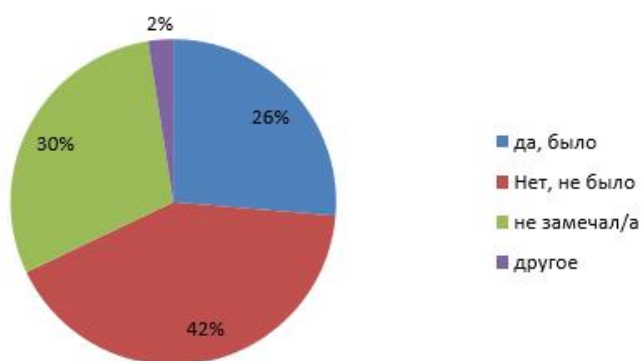


Рис. 5. Диаграмма результатов ответов на вопрос «Было ли у Вас ухудшение самочувствия после использования наушников?»



Рис. 6. Диаграмма результатов ответов на вопрос «Если у Вас ухудшалось самочувствие, то какие симптомы Вы ощущали?»

Важно отметить, что, не смотря на ухудшение уровня здоровья, более четверти постоянных пользователей аудиосистем не отказались от них и продолжили пользоваться чаще всего вставными и внутриканальными наушниками (наиболее опасными для здоровья) в 80% случаев (рис.7). В целом лица 2-й группы несколько чаще использовали в прошлом накладные наушники (21,2% против 17% соответственно, $p \leq 0,05$). Это косвенно отражает большую заботу о здоровье у данного контингента лиц. Что же заставляет 26% лиц первой группы продолжать часто и длительно использовать аудиоплееры? Во-первых, речь может идти о формировании зависимости человека от аудиоплеера. В настоящее время описано много подобных состояний (компьютерная, игровая зависимость и др.), но, рассмотрение их не входит в задачи данной работы. Во-вторых, возможно мы сталкиваемся с одной из форм инфантилизма. Взрослый человек понимает ответственность за свои поступки (в данном случае - продолжать пользоваться внутриканальными наушниками, несмотря на плохое самочувствие после их применения), а ребенок - нет. Инфантильное поведение в возрасте 18-25 лет в настоящее время, увы, не редкость. В-третьих, применение персональных аудиосистем может быть связано с защитой от внешнего шума.

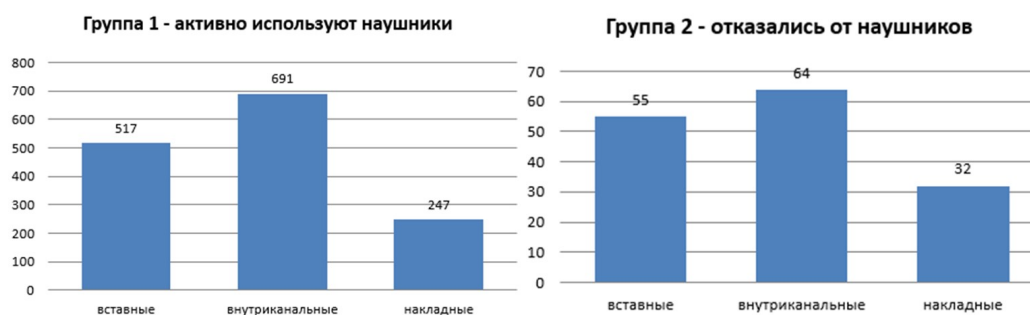


Рис. 7. Диаграмма результатов ответов на вопрос «Какой тип наушников Вы используете/использовали?»

Как видно на рисунке 8, пользователи персональных аудиосистем из 1-й группы испытывали раздражение от внешнего шума достоверно чаще, чем отказавшиеся от них лица 2-й группы (66,1% против 56,1% соответственно, $p \leq 0,05$). Раздражающее действие транспортного шума и музыки в обеих группах обнаруживалось одинаково часто, но

индифферентное отношение к разговорам окружающих (например, в офисах) в 1-й группе отмечалось в полтора раза реже (28,4% против 42,1% соответственно, $p \leq 0,01$).

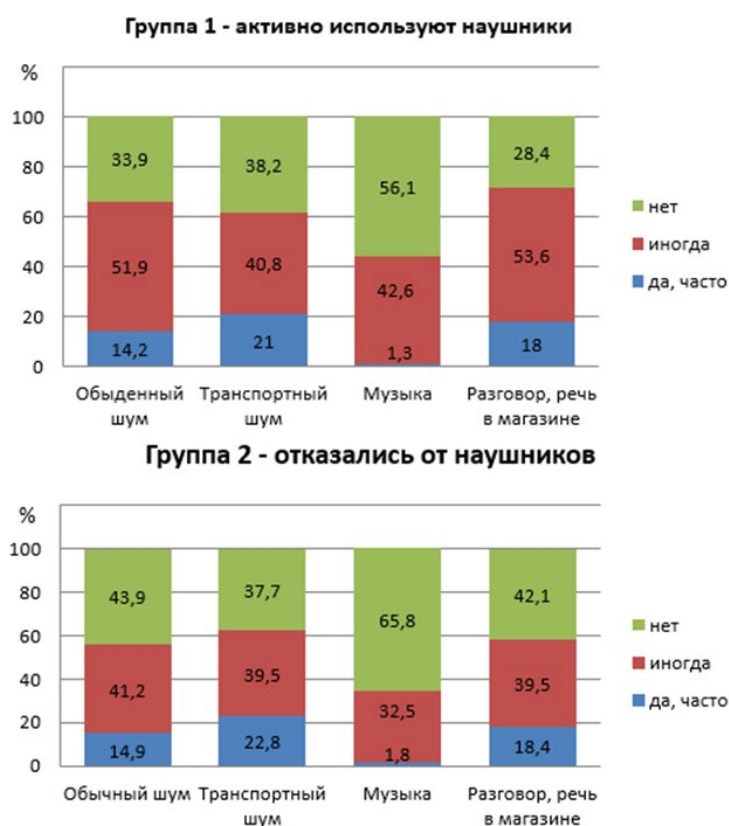


Рис. 8. Диаграмма результатов ответов (%) на вопрос «Ощущаете ли Вы раздражение от шума?»

Интересно отметить, что у лиц 2-й группы несколько реже отмечались общие жалобы на последствия использования наушников в прошлом (это закономерно в связи с их меньшим использованием), но местные жалобы на боль и зуд в области наружного слухового прохода обнаруживались примерно у каждого пятого в обеих группах. При этом улучшение состояния (как правило, общего состояния) после отказа от применения наушников отметили только 42% лиц 2-й группы.

3. Обсуждение и выводы

Предполагалось, что основной причиной отказа от наушников является раздражающее действие музыки на пользователя и стремление к тишине. Но данные показали, что это не так: негативная реакция на музыкальный фон у отказавшихся от аудиосистем наблюдалась достоверно реже ($p \leq 0,05$). В целом, активные пользователи персональных аудиосистем очень чувствительны к шумовому загрязнению окружающей среды и используют наушники как средство защиты от последнего. В этой связи, в ближайшем будущем не следует ожидать радикального снижения числа пользователей аудиосистем, так как молодежная мода имеет второстепенное значение. Всемирная организация здравоохранения (ВОЗ) и Международный союз электросвязи (МСЭ) выпустили новый добровольный международный стандарт для любых персональных аудиоустройств [11].

Новый стандарт рекомендует, чтобы все гаджеты с аудиоустройствами включали программное обеспечение, которое помогало бы определять и ограничивать

индивидуальную дозу акустической нагрузки. Например, подобная система контроля есть в современных телефонах: при достижении верхнего безопасного порога громкости - производится информирование о том, что дальнейшее повышение звука может негативно повлиять на здоровье человека. Также аудиоустройство может демонстрировать на экране гаджета уровень звука (дБА) и длительность его воздействия на пользователя (в часах и минутах) в течение дня или недели. Благодаря такой наглядной информации пользователь понимает, насколько безопасно он пользуется своим аудиоустройством.

При этом предлагается несколько вариантов действий, которые защитят его от вредного воздействия шума. К сожалению, остается возможность игнорировать предупреждения и продолжить прослушивание, нанося вред своему здоровью. Мы не можем запретить эти действия взрослому человеку. Для детей предусмотрена функция «родительского контроля», она позволяет установить предельные безопасные уровни прослушивания по громкости и времени. Можно ещё подключить и такую функцию, чтобы при достижении опасного уровня прослушивания громкость автоматически была уменьшена до приемлемого уровня (75-80 дБА).

Выводы:

Одной из основных причин широкого распространения аудиосистем является шумовое загрязнение окружающей среды. У 26% пользователей молодого возраста предъявляют целый ряд жалоб общего и локального характера, не связанных с нарушениями слуха.

Необходимо усовершенствование систем контроля и профилактических мероприятий, уменьшающих риски причинения вреда здоровью при использовании наушников.

Заключение

Полученные данные показали, что у 26% пользователей молодого возраста предъявляют целый ряд жалоб общего и локального характера, не связанных с нарушениями слуха. Во-первых, явно просматривается формирование патологии центральной нервной системы, на что указывает распространенность жалоб на головокружение, головную боль, общий дискомфорт, звон в ушах. Нельзя исключить формирование у некоторых лиц синдрома гиперacusии (повышенной чувствительности к шуму). Это, прежде всего, касается контингента 2-й группы, так как больной гиперacusией не станет заглушать один шум другим: для него невыносимы любые внешние звуки. Это обосновывает необходимость дополнительного обследования с использованием опросника Вайнштейна [12]. Нередки также и локальные жалобы на боль или зуд в области наружного слухового прохода. Для таких лиц также разрабатывается специальный опросник, позволяющий направить часть контингента к ЛОР-специалистам. Все вышеуказанное необходимо экстраполировать на оценку здоровья контингентов, работающих в наушниках, так как у них последствия многолетнего использования наушников 7-8 часов ежедневно будут закономерно гораздо серьезнее.

Список литературы

1. Ксенофонтова В.К., Луценко Е.С., Антропов Р., Храмов А.В. «Распространение аудиоплееров как реакция на шумовое загрязнение окружающей среды» // Материалы конференции «Акустика среды обитания - 2020», стр.117-122.
2. Fasanya B., Strong J., Younger Generation Safety: Hearing Loss and Academic Performance Degradation Among College Student Headphone Users // *Advances in Safety*

Management and Human Factors, January 2019, pp.522-531.

3. Pawlaczyk-Łuszczynsk M., Dudarewicz A., Zaborowski K., Zamojska-Daniszewska M., Noise Exposure and Hearing Status Among Call Center Operators // Noise and Health, September 2018, Vol. 20(96), pp.178-189.

4. Charbotel B., Croidieu S., Vohito M., Guerin A.C., Renaud L., Jaussaud J., Working conditions in call-centers, the impact on employee health: A transversal study. Part II. // Int Arch Occup Environ Health. 2009; Vol. 82, pp.747-56.

5. Gavhed D., Toomingas A., Observed physical working conditions in a sample of call centres in Sweden and their relations to directives, recommendations and operators' comfort and symptoms // Int J Ind Ergonom, 2007, Vol. 37, pp.790-800.

6. Google got it wrong. The open-office trend is destroying the workplace // PostEverything [Электронный ресурс] – Режим доступа – URL: <http://www.washingtonpost.com/posteverything/wp/2014/12/30/google-got-it-wrong-the-open-office-trend-is-destroying-the-workplace> (дата обращения 18.02.2020).

7. Храмов А.В., Петров С.К., Левин С.В., Левина Е.А. «Может ли длительное ношение наушников увеличить риск развития гиперкузисии?» // Noise theory and practice, Том 6 №1 (I, 2020), стр. 60-65.

8. Глухота и потеря слуха // Всемирная Организация Здравоохранения, 20 марта 2019, [Электронный ресурс] - Режим доступа - URL: <http://www.who.int/ru/news-room/fact-sheets/detail/deafness-and-hearing-loss>, (дата обращения 2.03.2020).

9. Захарова Е.С., Воробьева А.В., «Синдром (аномалия) Арнольда-Киари как проявление врожденного заболевания в практике врача-педиатра (клинический случай)» // Вестник новых медицинских технологий. Электронное издание, 2019 г., №3, стр.34-39

10. Henry Gray, Anatomy of the Human Body // chapter 9, Philadelphia: Lee and Fibiger, 1918.

11. Глобальный стандарт ВОЗ-МСЭ по безопасным для слуха устройствам и системам // Всемирная Организация Здравоохранения, 13 февраля 2019, [Электронный ресурс] – Режим доступа – URL: <https://www.who.int/deafness/make-listening-safe/Standard-summary-RU.pdf>, (дата обращения 11.05.2020).

12. Neil D. Weinstein «Individual Differences in Reactions to Noise: A Longitudinal Study in a College Dormitory» // Journal of Applied Psychology, 1978, Vol. 63, No. 4, 458-466.

References

1. Ksenofontova V.K., Lutsenko E.S., Antropov R., Khramov A.V. "The spread of audio players as a response to noise pollution of the environment" // Materials of the conference "Acoustics of the environment - 2020", pp. 117-122.

2. Fasanya B., Strong J., Younger Generation Safety: Hearing Loss and Academic Performance Degradation Among College Student Headphone Users // Advances in Safety Management and Human Factors, January 2019, pp.522-531.

3. Pawlaczyk-Łuszczynsk M., Dudarewicz A., Zaborowski K., Zamojska-Daniszewska M., Noise Exposure and Hearing Status Among Call Center Operators // Noise and Health, September 2018, Vol. 20(96), pp.178-189.

4. Charbotel B., Croidieu S., Vohito M., Guerin A.C., Renaud L., Jaussaud J., Working conditions in call-centers, the impact on employee health: A transversal study. Part II. // Int Arch Occup Environ Health. 2009; Vol. 82, pp.747-56.

5. Gavhed D., Toomingas A., Observed physical working conditions in a sample of call

centres in Sweden and their relations to directives, recommendations and operators' comfort and symptoms // *Int J Ind Ergonom*, 2007, Vol. 37, pp.790–800.

6. Google got it wrong. The open-office trend is destroying the workplace // *PostEverything* [electronic resource] – Available at – URL:

<http://www.washingtonpost.com/posteverything/wp/2014/12/30/google-got-it-wrong-the-open-office-trend-is-destroying-the-workplace> (date of the application 18.02.2020).

7. Khramov A.V., Petrov S.K., Levin S.V., Levina E.A. "Could prolonged wearing of headphones increase the risk of developing hyperacusis?" // *Noise theory and practice*, Volume 6 №1 (I, 2020), pp. 60-65.

8. Deafness and hearing loss // World Health Organization, March 20, 2019, [electronic resource] – Available at – URL: <http://www.who.int/ru/news-room/fact-sheets/detail/deafness-and-hearing-loss>, (date of the application 03.02.2020).

9. Zakharova ES, Vorobyova AV, "Arnold-Chiari syndrome (anomaly) as a manifestation of a congenital disease in the practice of a pediatrician (clinical case)" // *Bulletin of new medical technologies*. Electronic edition, 2019, No. 3, pp. 34-39

10. Henry Gray, *Anatomy of the Human Body* // chapter 9, Philadelphia: Lee and Fibiger, 1918.

11. WHO-ITU Global Standard for Hearing-Safe Devices and Systems // World Health Organization, 13 February 2019, [Electronic resource] - Access mode - URL: <https://www.who.int/deafness/make-listening-safe/Standard-summary-RU.pdf>, (date of the application 05.11.2020).

12. Neil D. Weinstein «Individual Differences in Reactions to Noise: A Longitudinal Study in a College Dormitory» // *Journal of Applied Psychology*, 1978, Vol. 63, No. 4, 458-466.

Сетевой Научный Журнал "Noise Theory and Practice"

ООО "ИАК"

при БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова



Главная цель

Главная цель сетевого научного Журнала "Noise Theory and Practice" – способствовать развитию виброакустики (наука о шуме и вибрации).

Основные задачи

Основными задачами Журнала являются:

- отражение последних достижений в теории и практике борьбы с шумом и вибрацией;
- отражение результатов научно-исследовательских работ по изучению процессов шумообразования, распространения звука и вибрации;
- отражение результатов разработки средств шумо- и виброзащиты, а также результатов иных работ, проводимых в области виброакустики, и выполняемых научными сотрудниками ВУЗов и иных организаций;
- предоставление сведений о планируемых конференциях, семинарах, проводимых в России и других странах;
- предоставление архивных материалов трудов научных конференций, посвященных виброакустике.

Научное цитирование Журнала

Журнал является общедоступным для чтения неограниченным числом пользователей.

Материалы Журнала индексируют в наукометрических базах Российского Индекса Научного Цитирования (РИНЦ), Google Scholar. Журнал включен в научные электронные библиотеки "КиберЛенинка", Соционет, Figshare, CiteFactor, ROAD.

С 21 ноября 2019 г. Журнал "Noise Theory and Practice" включен в ПЕРЕЧЕНЬ рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук (п. 42).

ООО"ИАК"
г. Санкт-Петербург
2020