

ISSN 2412-8627

Vol. 4 No. 1

12+

Noise

Theory and Practice

Scientific Journal



I
2018

Acoustic Design Institute

Главный редактор

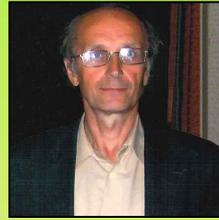
Иванов Николай Игоревич



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 исследова- тельской группы IMAMOTER, работающей в предметной области акустики и вибрации (г. Феррара, Италия)

Sergio Luzzi



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



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

Научный журнал

Том 4 №1

Учредитель - Общество с ограниченной ответственностью "Институт акустических конструкций" (ООО "Институт акустических конструкций") 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. Промышленная, д.19, лит. Р,
оф. 444

+7 (812) 500-08-26

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 77-71448

Содержание

Нагараджа Джейд., Венкатешам Б.

АНГЛ

Воссоздание источника звука на гибкой пластине, поддерживаемой полостью, с использованием метода эквивалентного источника
стр. 5-17

Маков Ю.Н.

РУС

Возможно ли проникновение импульса звукового удара от современного истребителя в водную среду с его дальнейшим волновым распространением в этой среде?
стр. 18-29

Заплетников И.Н., Гордиаенко А.В.,
Пильненко А.К., Лукьянченко А.П.

РУС

Экспериментальное исследование акустических и технологических параметров машины замеса теста
стр. 30-34

Дроздова Л.Ф., Кирпичников В.Ю.,
Кудаев А.В., Куклин Д.А.

РУС

Снижение вибрации стен технологического помещения
стр. 35-40

Кобзарь Д.Д., Вельбель А.М.,
Олейников А.Ю.

РУС

Особенности акустического расчета вентиляции систем вентиляции
стр. 41-45

Шашурин А.Е., Семенов Н.Г.

РУС

Испытания транспортных шумозащитных экранов на опытном стенде
стр. 46-55

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



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

Noise Theory and Practice

Scientific Journal
Vol. 4 No. 1

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

Contents

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
19 building 'R' Promyshlennaya str.,
office 444

+7 (812) 500-08-26

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 77-71448

Nagaraja Jade., Venkatesham B.

ENG

Source Reconstruction on Flexible Plate backed by a
Cavity using Equivalent Source Method
p. 5-17

Makov Yu.N.

RUS

Is it possible the penetration of the sonic boom
impulse from a modern fighter into the water medium
with the further wave motion in this medium of the
penetrated impulse?
p. 18-29

Zapletnikov I.N., Gordienko A.V., Pilnenko A.K.,
Lukyanchenko A.P.

RUS

Experimental study of acoustic and technological
parameters of the dough kneading machine
p. 30-34

Drozdova L.F., Kirpichnikov V.Y., Kudaev A.V.,
Kuklin D.A.

RUS

Reducing the vibration of the walls in the
technological premise
p. 35-40

Kobzar D.D., Velbel A.M., Oleynik A.U.

RUS

Special aspects of acoustic accounting of ventilation
systems
p. 41-45

Shashurin A.E., Semenov N.G.

RUS

Traffic noise barriers tests on the testing facility
p. 46-55

УДК 534.6.08

OECD 01.03.AA, 02.03.IU

Sound Source Reconstruction on Flexible Plate backed by a Cavity using Equivalent Source Method

Nagaraja Jade.¹, Venkatesham B.^{2*}

¹ Research scholar, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Indian Institute of Technology Hyderabad, Telangana-502585, India

² Associate professor, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Indian Institute of Technology Hyderabad, Telangana-502285, India

Abstract

Characterization of sound radiation from thin flexible structures, which encloses sound sources, is required for noise control studies. It involves structural-acoustic coupling between flexible structure and acoustic cavity. The aim of present study is to reconstruct the sound source at uncoupled and coupled frequencies using Equivalent Source Method (ESM) for a rectangular box with the single compliant wall. Data for reconstruction is generated from numerical simulations instead of actual measurements. Effect of the regularization and Signal-to-Noise Ratio (SNR) on the accuracy of reconstruction is discussed. The numerical model is developed to understand the coupling phenomena between structural and acoustic subsystem.

Key words: Equivalent Source Method (ESM), Structural-acoustic coupled system, Regularization, Signal-to-Noise Ratio (SNR).

Воссоздание источника звука на гибкой пластине, поддерживаемой полостью, с использованием метода эквивалентного источника

Нагараджа Джсейд.¹, Венкатешам Б.^{2*}

¹ Научный сотрудник, Кафедра машиностроения и аэрокосмической техники, Индийский Технологический институт Хайдарабада, Телангана-502585, Индия

^{2*} Доцент кафедры машиностроения и аэрокосмической техники Индийского технологического института Хайдарабада, Телангана-502285, Индия

Аннотация

Для исследования контроля шума необходима характеристика звукового излучения тонких гибких конструкций, которые ограждают источники звука. Это включает конструктивно-акустическую связь между гибкой конструкцией и акустической полостью. Целью настоящего исследования является воссоздание источника звука на несвязанных и связанных частотах с использованием метода эквивалентного источника (ESM) для прямоугольной коробки с одной упругой стенкой. Данные для воссоздания генерируются на основе численного моделирования вместо фактических измерений. Обсуждается влияние регуляризации и соотношения сигнал/шум (SNR) на точность воссоздания. Разработана численная модель для понимания явления связи между конструктивной и акустической подсистемами.

Ключевые слова: метод эквивалентного источника (ESM), конструктивно-акустическая связанная система, регуляризация, соотношение сигнал/шум (SNR).

Introduction

Analysis of sound radiation from the flexible structures backed by an air cavity is an interesting problem in enclosure designs, heating, ventilation and air-conditioning (HVAC) problems, engine cover, transformer tank wall, etc. These types of problems involve

*E-mail: venkatesham@iith.ac.in (corresponding author), me12p1002@iith.ac.in

structural-acoustic coupling phenomena between flexible structure and acoustic cavity. Sound radiates efficiently at the coupled frequencies due to structural-acoustic coupling and at uncoupled frequencies due to structural vibrations [1]. It is important to calculate these frequencies to control the noise radiation effectively. Venkatesham et al. studied sound radiation from a rectangular duct with a single and also with four compliant walls [2, 3]. Various direct or indirect (inverse) techniques are available for the characterization of sound radiation. Some of them are sound intensity method, pressure based method, surface contribution method, near-field acoustic holography (NAH) and beamforming [4, 5].

NAH is one of the good inverse techniques to predict the vibro-acoustic properties of the sound source at lower frequencies [6]. It is a method to reconstruct the acoustic pressure, particle velocity and the sound power using sound pressure measured in the 2D holographic plane. NAH method is first presented by Maynard and Williams [7, 8] which has high resolution compared to conventional holography method. To overcome the limitations of planar NAH (since it is confined only to regular shapes), different methods are established for complex shape geometries [9, 10]. Later in 1992, to enhance the conventional holography technique for arbitrarily shaped vibrating surfaces, Bai developed four holography transformation algorithms based on boundary element method (BEM) [11]. Patch NAH methods are established by researchers to overcome the difficulties of implementation of NAH on large structures [12, 13]. Meanwhile, an alternative to BEM technique, equivalent source method is introduced by Sarkissian [14], since BEM requires large computational resources for complex structures. Here, sound field radiated from the noise source is expressed by a set of standard sources like a monopole, dipole or combination as close to the radiating surface. The main advantage of ESM is that the required computational time is much lesser than other NAH methods. Essential benefits of ESM and patch NAH methods are combined and developed new near-field acoustic holography surface decomposition method by Valdivia et al. [15].

As these NAH techniques are the inverse methods, the reconstructed results are ill-posed due to the presence of evanescent waves. Regularization methods are used to overcome the ill-posedness of the problem [16]. Tikhonov regularization is the most commonly used technique for NAH methods [17]. Characterization of flexible structure which encloses the noise source is of great interest to analyze the coupling behavior and sound radiation mechanism. Lin and Pan [18] investigated sound radiation characteristics of box type structures due to structural excitation. Most of the available literature to characterize these types of structures are based on structural excitation.

The objective of the present work is to reconstruct the sound source on a flexible plate backed by a cavity at uncoupled and coupled frequencies using ESM technique. Initially, uncoupled structural, acoustic natural frequencies and coupled frequencies are calculated from finite element analysis, and these results are corroborated with the analytical results available in the literature [2]. As next step, sound pressure radiated from a flexible surface due to acoustic excitation is calculated using FEM-BEM (finite element/boundary element method). Sound pressure (obtained from numerical simulations) data with added white noise are considered for the reconstruction. Tikhonov regularization with generalized cross-validation (GCV) and L-curve parameter selection methods are employed to overcome the ill-posedness problem. Effect of measurement and background noise on the accuracy of reconstruction is studied in terms of the Signal-to-Noise ratio (SNR). Some of the numerical results presented in the current paper are reported in author's conference paper [19].

The current study will be helpful to understand the effect of parameters such as regularization parameter method and SNR on the accuracy of reconstruction results before performing the experimental measurements. The organization of the paper as follows,

Section-1, describes briefly the principle of ESM method for the reconstruction of sound source characteristics, definition of signal-to-noise ratio and calculation of reconstruction error. Section-2 presents the description of numerical simulations and data generation for reconstruction instead of measurement. In section-3, coupled and uncoupled frequencies obtained from numerical and analytical results are discussed. Regularization parameter estimation and reconstruction of sound pressure results are described in section-4. In the last section, the conclusions are presented.

1. Theory

Present section describes the basic principle of Near-Field Acoustic Holography in brief, and methodology of Equivalent Source Method (ESM) based NAH technique. It also presents the definition of Signal-to-Noise Ratio (SNR) and reconstruction error calculation.

1.1. Near-field Acoustic Holography

NAH is an inverse array technique used to reconstruct the acoustic parameters by measuring the sound pressure with an array of microphones, in a parallel and near to the sound source. The principle of the NAH method is shown schematically in the Fig. 1. It depicts the location of the sound source (Z_s), holographic plane (Z_h) and also the reconstruction plane (Z_r). The acoustic parameters can be reconstructed on any plane in-between the source and holographic planes using NAH technique.

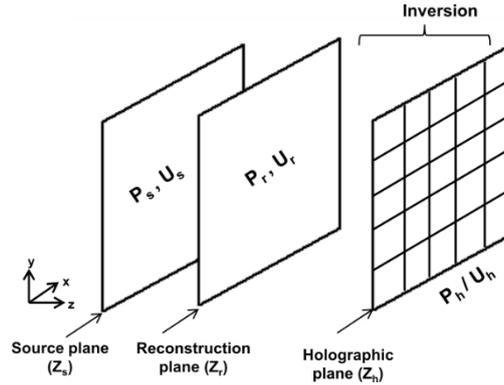


Fig. 1. Schematic diagram of NAH method which depicts source, holographic and reconstruction planes

Sound radiated from the noise source can be measured in terms of sound pressure on any plane with set of measurement points, which is given by [6],

$$\{\mathbf{p}_h\}_M = [\mathbf{A}]_{M \times N} \{\mathbf{q}_s\}_N \quad (1)$$

In Eq. (1), \mathbf{p}_h represents the measured sound pressure and \mathbf{q}_s is the acoustic source strength. \mathbf{A} is the transfer matrix (TM) of the dimension of $M \times N$, which relates the known pressure to the unknown source strength. M is the number of measurement points and N is the number of reconstruction points. The calculation of the elements of TM varies for different NAH methods. In ESM method, it can be calculated using free space Green's function, In Inverse boundary element method (IBEM), TM can be obtained using Helmholtz integral equation and for Statistically Optimized NAH (SONAH) method, TM can be formulated using elementary wave functions. As all these NAH methods are an ill-posed problem, regularization is necessary to overcome the ill-

posed condition and to reconstruct accurate results. The regularized solution of Eq. (1) is given by,

$$\mathbf{q}_s = (\mathbf{A}^H \mathbf{A} + \varepsilon \mathbf{I})^{-1} \mathbf{A}^H \mathbf{p}_h \quad (2)$$

Here, \mathbf{I} is the identity matrix, H denotes Hermitian transpose, and ε is regularization parameter. Acoustic particle velocity of noise source can also be calculated using the reconstructed sound pressure. Using these reconstructed pressure and particle velocity, active intensity and sound power of the source can be calculated.

1.2. Equivalent source method (ESM)

In ESM method, the sound field is modelled by the distribution of virtual sources such as monopole, dipole or combination of both sources. The acoustic pressure at field point \mathbf{x} , based on ESM formulation (in discretized form) is given as follows,

$$p_h(\mathbf{x}_m) = \sum_{n=1}^N j\rho c k G_{hv}(\mathbf{x}_m, \mathbf{y}_n) q_v(\mathbf{y}_n), \quad m=1, 2, \dots, M \quad (3)$$

where, p_h is the measured pressure, q_v is virtual source strength. \mathbf{x}_m and \mathbf{y}_n are position vectors of field point (measurement) and source point, respectively. The G_{hv} is free-space Green's function associated with source point 'n' and field point 'm' and it is given by,

$$G_{hv}(\mathbf{x}, \mathbf{y}) = \frac{e^{-jkr}}{4\pi r}, \quad (4)$$

In Eq. (4), $k = \omega/c$ is the wavenumber, ω is the angular frequency c is the speed of sound, $r = |\mathbf{x} - \mathbf{y}|$ and $j = \sqrt{-1}$. The Eq. (3) can be written in a matrix form as,

$$\mathbf{P}_h = j\rho\omega \mathbf{G}_{hv} \mathbf{Q}_v \quad (5)$$

Here, \mathbf{P}_h represents measured sound pressure vector, \mathbf{Q}_v represents virtual source strength vector, \mathbf{G}_{hv} is the propagation matrix (transfer matrix), which relates holographic pressure with source volume velocity and ρ is the air density. The unknown source strength can be estimated by inverting Eq. (5) with regularization and solution is as follows,

$$\mathbf{Q}_{reg} = \frac{1}{i\rho c k} (\mathbf{G}_{hv}^H \mathbf{G}_{hv} + \varepsilon \mathbf{I})^{-1} \mathbf{G}_{hv}^H \mathbf{P}_h \quad (6)$$

where, \mathbf{Q}_{reg} is the regularized estimated source strength, \mathbf{G}_{hv}^H is Hermitian transpose of \mathbf{G}_{hv} , ε is the regularization parameter and \mathbf{I} is the identity matrix. Once the source strength is calculated then acoustic parameters can be reconstructed on the surface of actual sound source. The sound pressure on source surface (\mathbf{P}_s) can be estimated by using Eq. (7), here, \mathbf{G}_{sv} represents the propagation matrix relating actual source sound pressure to the virtual source strength.

$$\mathbf{P}_s = i\rho\omega \mathbf{G}_{sv} \mathbf{Q}_{reg} \quad (7)$$

1.3. Signal-to-noise ratio (SNR)

It is defined as a ratio of signal power to the noise power. It is also called as dynamic range. It represents the arithmetical difference between the signal and noise levels, in decibels. In other words, it is the ratio of actual signal to the noisy signal, which can be given by the following expression [6],

$$SNR = 20 \log_{10} \left[\frac{\|P_{signal+noise} - P_{noise}\|}{\|P_{noise}\|} \right] \quad (8)$$

where, $P_{signal+noise}$ is the measured signal with the presence of noise and P_{noise} is the noise signal.

1.4. Signal-to-noise ratio (SNR)

The accuracy of reconstruction of acoustic parameters can be expressed in terms of the reconstruction error. This can be written in general form as [20],

$$\frac{\|P_s - P_{s,\lambda}\|_2}{\|P_s\|_2} \times 100\% \quad (9)$$

where, the vectors P_s and $P_{s,\lambda}$ represents the measured and reconstructed sound pressure, respectively.

2. Numerical simulations

Firstly, the uncoupled structural and acoustical frequencies are calculated using the finite element method. Numerical models for the flexible plate structure and acoustic cavity are shown in Fig.2. For structural analysis, a rectangular plate of the dimension 0.868 m x 1.15 m with 10 gauge (2.5 mm) is modelled and meshed using shell elements. The material properties of the structure are: 71 GPa, Elastic modulus, 2700 kg/m³, density, and 0.3 Poisson's ratio. Simply-supported boundary conditions are applied at edges of the plate and numerical modal analysis is performed using commercial software ANSYS-16 [21]. An acoustic cavity of dimensions 0.868 m x 1.15 m x 1 m is modelled and meshed using SOLID-185 elements. Air properties such as, density of 1.225 kg/m³, speed of the sound is 340 m/s are applied and acoustic modal analysis is performed. Structural mesh mapped with acoustic mesh and coupled analysis performed using LMS virtual lab-13 [22].

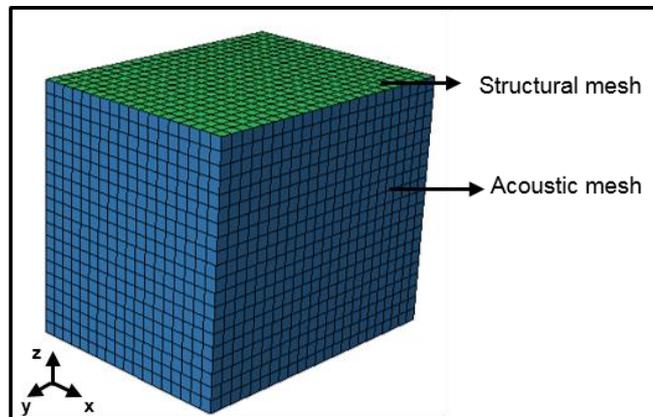


Fig. 2. A numerical model of the structure and an acoustic cavity for coupled analysis.

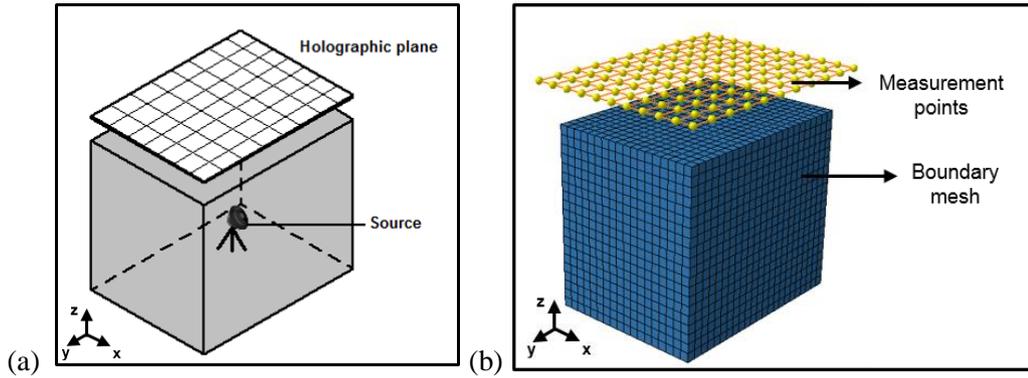


Fig. 3. Radiated sound pressure measurements on the holographic plane:
 (a) Schematic (b) Numerical model

Figure 3 shows the schematic and numerical model for radiated sound pressure measurement. FEM-BEM analysis is performed for calculation of radiated sound pressure and power. A monopole source of the strength 0.1 kg/sec^2 is used as an acoustic source for excitation. As the first step, the vibration displacement of the flexible plate due to acoustic excitation is calculated by FEM model. Then vibration displacement is used as input boundary condition for BEM acoustics exterior method for calculation of radiated sound power and pressure. Dimensions of the holographic plane and spacing between measurement points are selected based on the interested frequency range.

3. Structural-acoustic coupled analysis

In this section, discussed numerical and analytical results for uncoupled and coupled natural frequencies of chosen geometry. Effectiveness of coupling is discussed in terms of the coupling transfer factor (TF).

3.1. Uncoupled frequencies

Uncoupled structural and acoustical frequencies calculated from numerical results are compared with analytical results calculated from a mathematical model available in the literature [2]. Table 1 shows the comparison of numerical and analytical results till 200 Hz. Here, f_{sn} represents numerical uncoupled structural frequencies, f_{sa} represents analytical uncoupled structural frequencies. Similarly, f_{an} and f_{aa} represent numerical and analytical uncoupled acoustic frequencies, respectively. It can be observed from Table 1 that uncoupled structural and acoustical modes of numerical results are in good agreement with analytical results.

Table 1

Comparison of numerical and analytical uncoupled structural and acoustical frequencies

Uncoupled structural frequencies						Uncoupled acoustical frequencies		
Mode No.	f_{sn} (Hz)	f_{sa} (Hz)	Mode No.	f_{sn} (Hz)	f_{sa} (Hz)	Mode No.	f_{an} (Hz)	f_{aa} (Hz)
1	12.69	12.67	11	113.58	114.00	1	147.83	147.83
2	26.48	26.46	12	122.97	123.00	2	170.00	170.00

Uncoupled structural frequencies						Uncoupled acoustical frequencies		
Mode No.	f_{sn} (Hz)	f_{sa} (Hz)	Mode No.	f_{sn} (Hz)	f_{sa} (Hz)	Mode No.	f_{an} (Hz)	f_{aa} (Hz)
3	36.91	36.88	13	133.66	133.71	3	195.85	195.85
4	49.47	49.45	14	145.34	146.18			
5	50.65	50.67	15	146.66	147.21			
6	73.52	73.65	16	147.15	147.50			
7	77.25	77.22	17	169.62	170.49			
8	81.63	81.63	18	173.46	173.57			
9	90.88	91.02	19	186.16	187.56			
10	105.52	105.83	20	196.91	197.78			

3.2. Coupled frequencies

Table 2 shows the comparison of coupled frequencies obtained from numerical simulations with analytically calculated results. They are in good agreement. Here, f_{cn} represents numerical coupled frequencies, f_{ca} represents analytical coupled frequencies. It can be noticed that uncoupled structural frequencies 147.15 Hz, 173.46 Hz and 196.91 Hz are coupled with uncoupled acoustical frequencies 147.83 Hz, 170 Hz and 195.85, respectively. The effective coupled modes can be identified by calculating transfer factor (TF) and it varies from 0 to 1 [2]. TF values close to 1 represents the strong coupling. It can be noticed that uncoupled structural frequency 146.18 Hz is coupled with uncoupled acoustical frequency 147.83 Hz with TF value of 0.887. Similarly, 220.13 Hz structural frequency is coupled with 225.28 Hz acoustic frequency with TF value of 0.78.

Table 2

Comparison of numerical and analytical coupled frequencies

Coupled frequencies					
Mode No.	f_{cn} (Hz)	f_{ca} (Hz)	Mode No.	f_{cn} (Hz)	f_{ca} (Hz)
1	21.99	21.83	13	133.40	133.43
2	26.14	26.12	14	145.03	145.78
3	36.60	36.56	15	146.58	147.12
4	49.73	49.78	16	146.99	147.33
5	50.37	50.39	17	149.34	149.40
6	73.44	73.58	18	169.56	170.42
7	77.34	77.34	19	172.48	172.43
8	81.43	81.41	20	173.50	173.61
9	90.72	90.84	21	186.21	187.61
10	105.43	105.73	22	196.78	196.98
11	113.55	113.99	23	197.01	197.63
12	122.86	122.94	24	201.01	202.61

4. Reconstruction of sound pressure on source surface

In this section, the data generation from numerical simulations for the source reconstruction is described. Regularized parameter selection methods for reconstruction of sound pressure on a flexible surface are described. These reconstructed results have compared with actual sound pressure on source surface obtained from DBEM (direct boundary element method). Effect of SNR on reconstruction error is also discussed.

4.1. Data for the reconstruction

Sound radiated from the flexible surface is estimated in the near-field of the source by a set of virtual microphones. A holographic plane of dimension 1.0 m x 1.3 m with the 11x11 number of measurement points is considered, and it is located at a distance of 0.25m from the flexible surface of the box. The spacing between measuring points along x-direction is 0.1m and along y-direction is 0.13 m. Fig. 4 shows the sound pressure levels at 22 Hz (uncoupled) and 149 Hz (coupled) frequencies with respect to the microphones. It can be noticed that the sound pressure levels at 22 Hz frequency are higher than 149 Hz frequency at all the microphone positions.

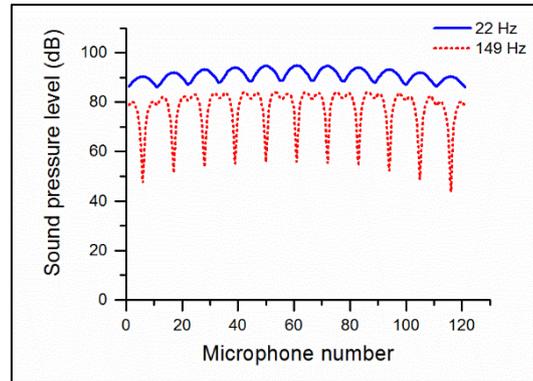


Fig. 4. Radiated sound pressure level on the holographic plane with respect to microphone number at 22 Hz and 149 Hz frequencies.

Sound pressure estimated on the field points is used as input for ESM technique for the reconstruction. In order to create more realistic problems, the perturbation (white noise) is integrated to the pressure signal calculated by the numerical simulations. The added noise incorporates the measurement noise and background noise. Data generation from a numerical simulation with added noise is one of the alternative methods in the absence of measurement array data.

4.2. Radiated sound power calculation

Figure 5 shows the radiated sound power level measured on the holographic plane near the flexible surface of the box structure. It can be observed that sound radiates efficiently at uncoupled structural frequency 22 Hz and acoustic frequency 197 Hz. The sound power levels at these frequencies are 107.34 dB and 123.48 dB, respectively. It can be further noticed from the plot that, there are two peaks around 147 Hz. These closely spaced frequencies are due to the structural-acoustic coupling of uncoupled acoustic mode at 147.83 Hz with the uncoupled structural mode at 147.15 Hz. The split phenomenon occurs due to the energy exchange between acoustic and structural subsystems.

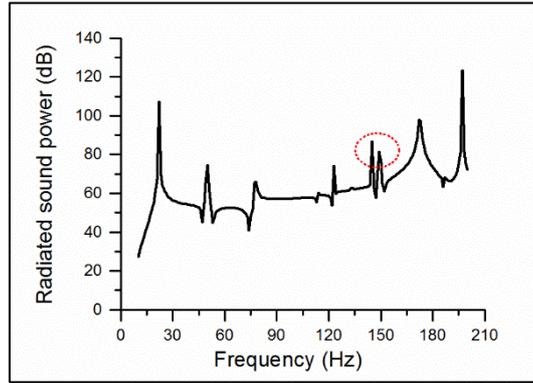


Fig. 5. Sound power level radiated from the flexible surface of the box with respect to frequency.

4.3. Regularization

ESM technique is an ill-posed inverse problem. Therefore regularization is important in order to avoid the amplification of noise presented in the measured pressure. Regularization improves the condition of the inverse matrix. In the present work, Tikhonov regularization with GCV and L-curve parameter selection methods are considered. L-curve plots for the interested frequencies of 22 Hz and 149 Hz are shown in Fig.6 (a) and (b), respectively. These plots show that corner of the L-curve (regularization parameter, ϵ) occurs at $3.0821e-06$ for 22 Hz frequency and 0.003143 for 149 Hz frequency. Similarly, GCV curves for two interested frequencies are shown in Fig. 7(a) and (b). The minimum values of the GCV curve are $2.0269e-04$ and $2.4728e-04$ for 22 Hz and 149 Hz frequencies, respectively.

4.4. Reconstructed parameters

Sound pressure is reconstructed on the source plane using ESM technique with L-curve and GCV regularization parameter selection methods. Here, total 121 number of monopole sources are chosen in the virtual plane. These are arranged in form of 11×11 with the spacing of 0.0868 m in the x-direction and 0.115 m in the y-direction. The retreat distance, (RD, the distance between the actual source plane to the virtual plane) varies from $0.5\Delta m$ to $1 \Delta m$ for the planar source, where, ' Δ ' is the microphone spacing [17]. In the present analysis, RD of 0.0434m and 0.0868m for 22 Hz and 149 Hz frequencies are used to locate the virtual sources, respectively.

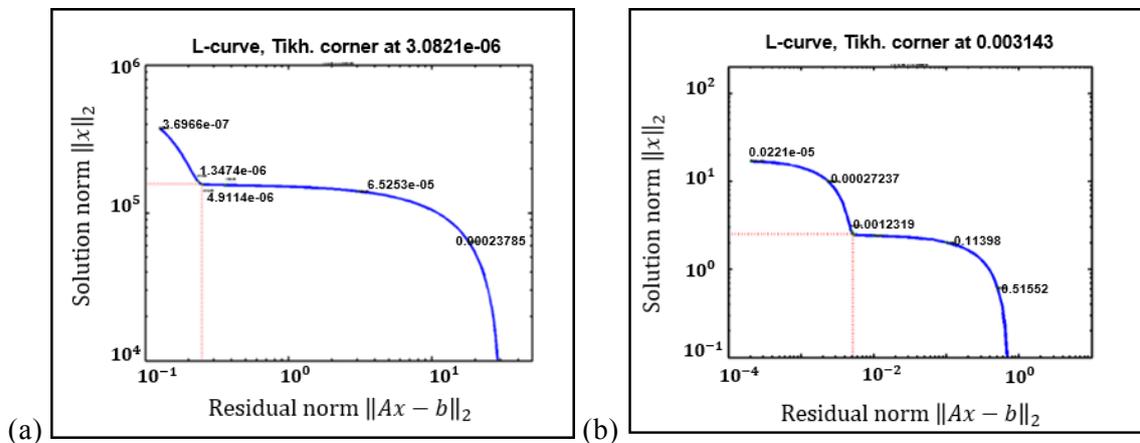


Fig. 6. L-curves for regularization parameter selection at uncoupled and coupled frequencies: (a) 22 Hz (b) 149 Hz.

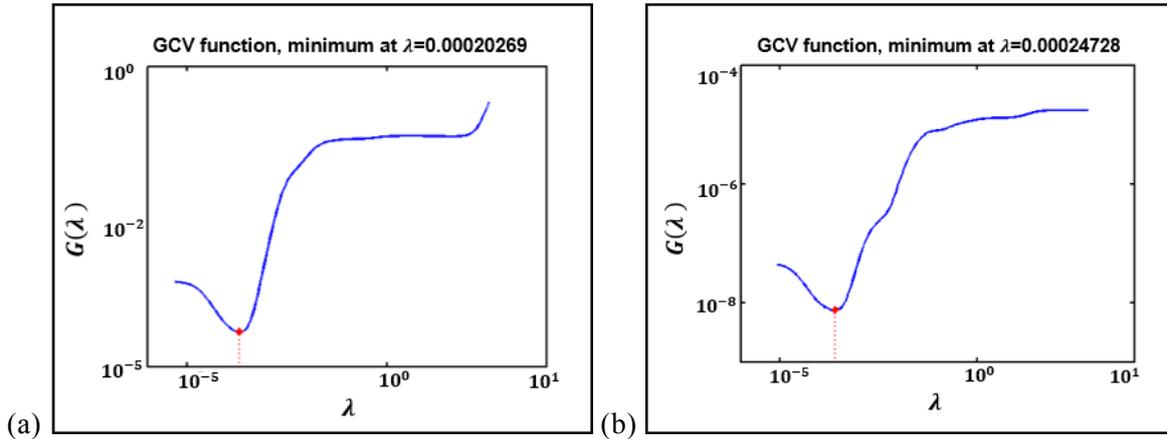


Fig. 7. GCV-curves for regularization parameter selection at uncoupled and coupled frequencies: (a) 22 Hz (b) 149 Hz.

Fig. 8 shows the comparison of reconstructed results with the actual results for 22 Hz and 149 Hz frequencies. It is observed from Fig. 8(a) that, the two regularization parameter selection methods provide reasonable results. However, the magnitude of the pressure obtained using L-curve method is more accurate than the GCV method. Similar behavior is also observed in Fig. 8(b) for 149 Hz frequency. Reconstructed results of the sound pressure on source surface can also be verified by comparing the contour plot of the sound pressure distribution. Fig. 9 shows the contour plots of the actual and reconstructed sound pressure at the frequency of 22 Hz. It can be clearly noticed that reconstructed results are in good match with the actual results.

Figure 10 shows a comparison of actual and reconstructed sound pressure in the form of a contour plot for the coupled frequency of 149 Hz. As it can be observed from the plot, both results are in good agreement. However, there is a small discrepancy between these results due to the coupling effect. Because of the existence of higher-order modes and evanescent wave, the sound radiation pattern varies as keeps moving away from the source surface. Hence, the sound pressure measured on a holographic plane may not have the information of the exponentially decaying waves and which leads to the errors in reconstruction results.

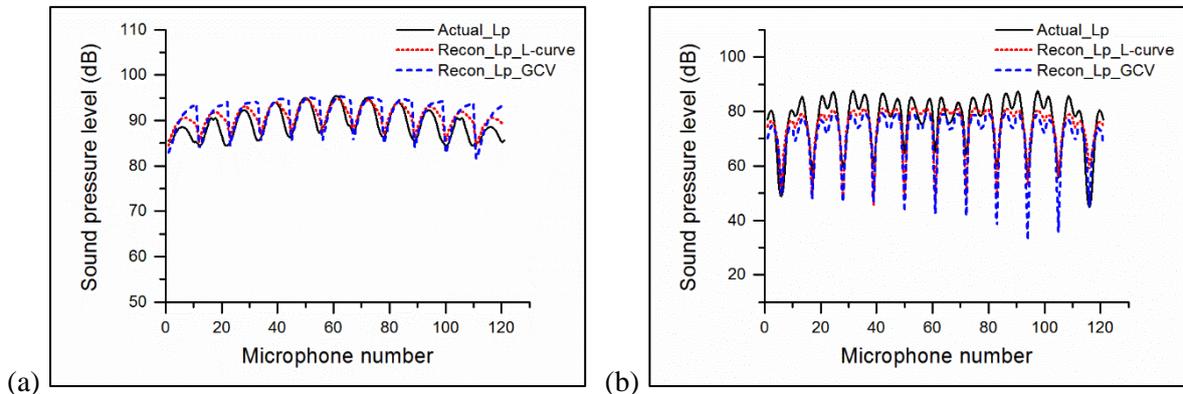


Fig. 8. Comparison of measured and reconstructed sound pressure: (a) Uncoupled frequency 22 Hz, (b) Coupled frequency 149 Hz.

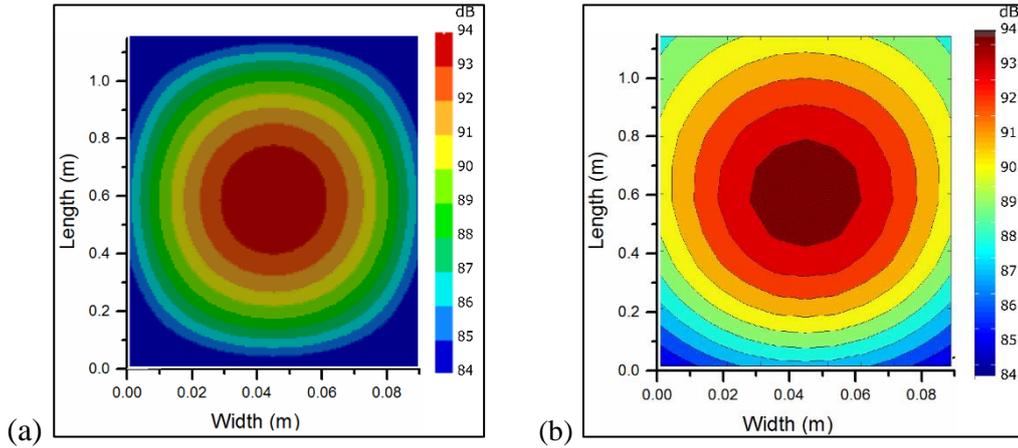


Fig. 9. Comparison of pressure contour plots at uncoupled frequency 22 Hz: (a) Actual, (b) Reconstructed.

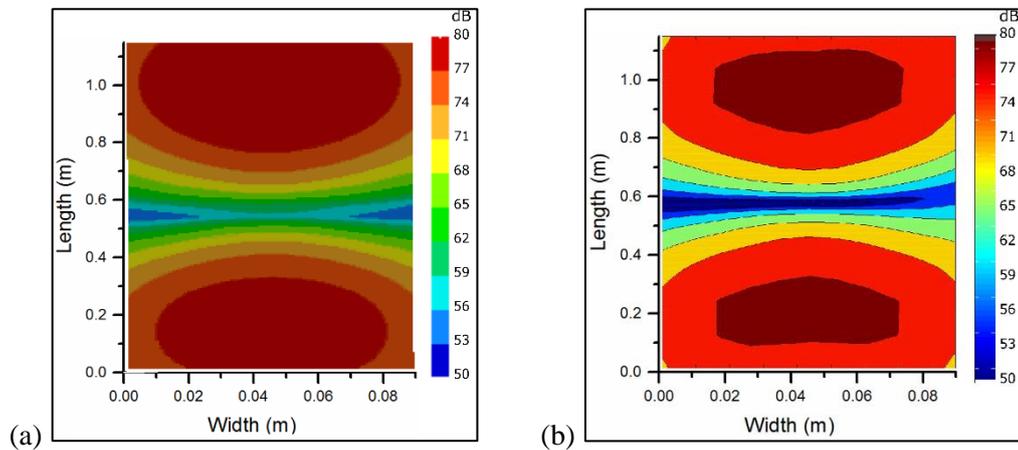


Fig. 10. Comparison of pressure contour plots at uncoupled frequency 149 Hz: (a) Actual, (b) Reconstructed.

4.5. Effect of SNR on reconstruction error

Effect of noise on the accuracy of the reconstruction is studied in terms of the signal-to-noise ratio (dynamic range). Fig. 11 shows the reconstruction error plots as a function of SNR values at uncoupled and coupled frequencies. The different SNR values vary from 25 dB to 50 dB are considered in the intervals of 5 dB. It can be observed that at the uncoupled frequency the reconstruction error decreases uniformly as SNR values increases. However, in case of coupled frequency, the reconstruction error is not uniform. This is because of missing the information of evanescent waves in the measured signal. It is clearly evident from the reconstruction error plots that the SNR values must be high to obtain reconstruction results with less than 15% error.

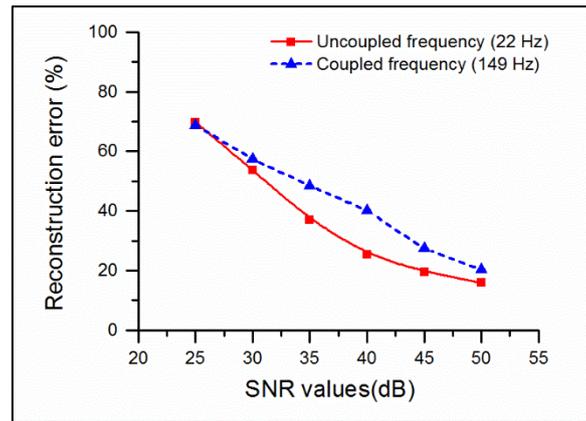


Fig. 11. Maximum reconstruction errors for different signal-to-noise ratio at an uncoupled frequency (22 Hz) and coupled frequency (149 Hz).

Conclusions

In the present paper, as the first step, the uncoupled and coupled natural frequencies are calculated by numerical simulations and corroborated with analytical results. Next, data for reconstruction is generated from predicted sound pressure levels in the near-field of the source. The sound pressure on the flexible surface of the box is reconstructed using equivalent source method. Tikhonov regularization with GCV and L-curve parameter selection methods are employed for solving ill-posed condition. Reconstructed results are compared with actual results at both uncoupled and coupled frequencies. Effect of noise on the accuracy of the reconstruction is studied for different signal to noise ratio (SNR) values. Higher SNR values lead to good accuracy in reconstruction. Based on the regularization studies, it can be concluded that L-curve method is better as compared to GCV method for reconstruction at uncoupled and coupled frequencies.

Acknowledgment

The authors would like to thank Indian Institute of Technology Hyderabad, India for providing the required resources for conducting the current research work.

References

1. Cummings, A. (2001) «Sound transmission through duct walls», *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 239 (4), pp. 731–765.
2. Venkatesham, B., Tiwari, M., Munjal, M.L. (2008) «Analytical prediction of the breakout noise from a rectangular cavity with one compliant wall», *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 124 (5), pp. 2952–2962.
3. Venkatesham, B., Tiwari, M., Munjal, M.L. (2010) «Analytical prediction of break-out noise from a reactive rectangular plenum with four flexible walls», *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 128 (4), pp. 1789–1799.
4. Munjal, M.L. *Acoustics of ducts and mufflers*, 2nd ed., John Wiley & Sons, UK, 2014.
5. Bies, D.A., Hansen, C.H. *Engineering noise control: theory and practice*, 4th ed., Spon Press, UK and USA, 2009.
6. Bai, M.R., Ih, J.G., Benesty, J. *Acoustic array systems: theory, implementation, and application*, John Wiley & Sons, Singapore, 2013.

7. Maynard, J.D., Williams, E. G., Lee, Y. (1985) «Near-field acoustic holography: I. Theory of generalized holography and the development of NAH», *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 78(4), pp. 1395-1413.
8. Williams, E.G., Maynard, J.D., Skudrzyk, E. (1980) «Sound source reconstructions using a microphone array», *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 68, pp. 340–344.
9. Veronesi, V.A., Maynard, J.D. (1989) «Digital holographic reconstruction of sources with arbitrarily shaped surfaces», *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 85 (2), pp. 588– 598.
10. Borgiotti, G.V., Sarkissian, A., Williams, E.G., Schuetz, L. (1990) «Conformal generalized near-field acoustic holography for axisymmetric geometries», *Journal of Acoustical Society of America*, 88 (1), 199–209.
11. Bai, M. R. (1992) «Application of BEM (boundary element method)-based acoustic holography to radiation analysis of sound sources with arbitrarily shaped geometries», *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 92 (1), pp. 533–549.
12. Saijyou, K. and Yoshikawa, S. (2001) «Reduction methods of the reconstruction error for largescale implementation of near-field acoustical holography», *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 110 (4), pp. 2007–2023.
13. Williams, E. G., Houston, B. H. and Herdic, P. C. (2003) «Fast Fourier transform and singular value decomposition formulations for patch near-field acoustical holography», *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 114 (3), pp. 1322–1333.
14. Sarkissian, A. (2004) «Extension of measurement surface in near-field acoustic holography», *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 115 (4), pp. 1593–1596.
15. Valdivia, N.P., Williams, E.G., Herdic, P.C., Houston, B. (2012) «Surface decomposition method for near-field acoustic holography», *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 132 (1), pp. 186–196.
16. Williams, E.G. (2001) «Regularization methods for near-field acoustical holography», *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 110 (4), pp. 1976-1988.
17. Gomes, J., and Hansen, P.C., (2008) «A study on regularization parameter choice in near-field acoustical holography», *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 123 (5), pp. 3385-3385.
18. Lin, T.R., Pan, J. (2009) «Sound radiation characteristics of a box-type structure», *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 325(4), pp. 835-851.
19. Nagaraja, J, Venkatesham, B. (2016) «Application of NAH method for the prediction of sound radiation from a flexible box structure» INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings, Institute of Noise Control Engineering, Vol. 253(4), pp. 3993-3999.
20. Demmel, J. W. *Applied Numerical Linear Algebra*, University of California, SIAM Publishing Co., California, 1997.
21. ANSYS Engineering Analysis System User's Manual, 2016.
22. LMS International, LMS Virtual Lab Rev 13, User's Manual, 2013.

УДК 534.873

OECD 01.03.AA

Возможно ли проникновение импульса звукового удара от современного истребителя в водную среду с его дальнейшим волновым распространением в этой среде?

Маков Ю.Н.*

Доцент, Московский государственный университет им. М.В. Ломоносова,
физический факультет, кафедра акустики, Москва, Россия

Аннотация

В работе рассматриваются возможности распространения в волновом режиме «проникшего» в водную среду через границу воздух-вода импульса звукового удара от летящего сверхзвукового самолета. Анализируемое волновое распространение импульса звукового удара в водной среде альтернативно укоренившемуся в литературе представлению о не волновом характере проникновения этого импульса в воду с быстрым уменьшением (в модели идеальной жидкости) пикового значения импульса и сглаживания его формы при отходе от поверхности жидкости вглубь. Действительно, не волновой режим проникновения типичен при «стандартном» полете сверхзвукового самолета параллельно водной поверхности, однако в данной работе рассматривается результат пикирования (не очень крутого) самолета к водной поверхности, что и обеспечивает нужный эффект.

Ключевые слова: импульс звукового удара, проникновение в водную среду, пикирование.

Is it possible the penetration of the sonic boom impulse from a modern fighter into the water medium with the further wave motion in this medium of the penetrated impulse?

Makov Yu.N.*

Associate professor, M.V. Lomonosov Moscow State University, Faculty of Physics, Moscow, Russia

Abstract

The paper considers of wave motion possible for penetrated sonic boom impulse from modern fighter into the water medium through the air-water boundary. Analyzable wave motion of sonic boom impulse in water medium is alternative with respect to the ingrained conception about no wave penetration of this impulse into water when fast decrease (for ideal liquid model) of peak pressure in impulse and when fast its profile smoothing when moving away from water surface deep down. Really, the no wave behavior of concerned impulse penetration is typical for the ordinary flight of the supersonic airplane parallel to water surface but in this paper the nose dive of fighter to water surface.

Key words: sonic boom impulse, penetration into water medium, nose dive.

Введение

Известно [1], что движение объекта в воздушной среде со сверхзвуковой скоростью (например, пули, самолеты) сопровождается так называемым звуковым ударом (ЗУ); этим термином определяется распространяющееся с коническим волновым фронтом (он же конус Маха) импульсное возмущение (Рис. 1а), профиль которого содержит резкие изменения соответствующих физических параметров (прежде всего, давления и плотности) с последующим их «слиянием» в передний и задний ударный фронт профиля импульса звукового удара (ИЗУ). Также отметим, что при полетном продвижении самолета вдоль траектории и соответствующем удалении

*E-mail: yuri_makov@mail.ru

образующей конусного фронта от фиксированной точки траектории (см. Рис. 1 а) профиль ИЗУ обычно приобретает вид N-импульса, который можно трактовать как общий асимптотический профиль для любого, более сложного по виду (изрезанного мелкими неравными «зубьями»), начального профиля ИЗУ, вид которого зависит от «архитектуры» и режима обтекания корпуса самолета. Этот процесс трансформации распространяемого от самолета профиля ИЗУ показан в явном виде без лишних деталей (например, без конусного волнового фронта) на Рисунке 1 б. Процесс формирования N-импульса объясняется понятным нелинейным характером трансформации профиля, когда все промежуточные зубья на «положительной» половине смещаются с разными скоростями (чем больше пиковое значение зубца, тем больше его скорость смещения!) к его общему началу, формируя передний ударный фронт ИЗУ и, аналогично, в «отрицательной» половине импульса промежуточные зубья смещаются тоже с разной скоростью к концу импульса, формируя его задний ударный фронт (см. Рис.1 б). Этот процесс формирования N-импульса (часто говорят об N-образной волне) был теоретически обоснован Л.Д. Ландау в его работе [2].

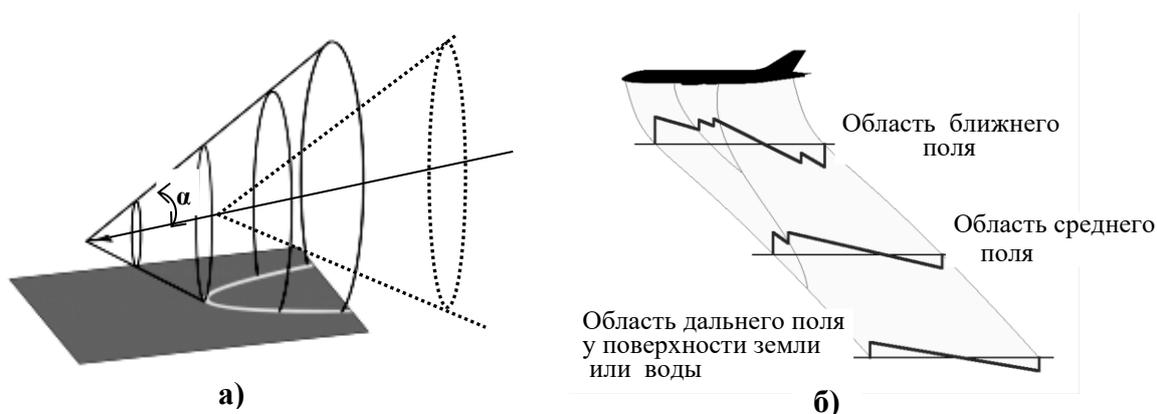


Рис. 1. а) Конусный (с углом полурааскрыва) α волновой фронт возникающих ИЗУ, который «привязан» к летящему самолету; точечным контуром показано положение этого конусного волнового фронта в предыдущий момент времени; изображенная нижележащая плоскость является поверхностью земли или водной среды, на этой поверхности отмечена зона эффективного действия ИЗУ к данному моменту времени б) формирование N-подобного профиля ИЗУ при его распространении от самолета к поверхности раздела сред

Для анализа нужных эффектов в дальнейшем основном разделе статьи отметим здесь следующее существенное обстоятельство: при любых траекториях рассматриваемый полет сверхзвукового самолета всегда происходит над двумя основными типами границ (поверхностей) раздела двух пар сред: воздух-земля либо воздух-вода. Поскольку полет самолета является сверхзвуковым для верхней среды (скорость его полета превосходит скорость звука в воздухе), то такой самолет при полете является источником возникновения (излучения) ИЗУ, дальнейшее распространение которых вокруг движущегося источника (самолета) характеризуется конусным волновым фронтом (см. Рис. 1а); в свою очередь, этот волновой фронт, в частности, падает на нижележащую поверхность раздела и далее определенным образом воздействует на нижележащую вторую среду (грунт или водную среду). Если в этом процессе воздействия особое внимание обращается на отдельный импульс ЗУ, достигший поверхности раздела (см. Рис. 1б), и на его дальнейшую трансформацию во второй среде, тогда чаще всего говорят о процессе или задаче «проникновения» импульса ЗУ из воздушной среды в грунт или жидкую среду. Далее рассматривается

второй случай: задача о проникновении импульса ЗУ из воздушной среды в водную. К этому можно добавить определенную аргументацию важности именно этого второго случая, поскольку, с одной стороны, площадь водной поверхности превышает 70% всей поверхности Земли, а, значит, большая доля полетов происходит именно над такой поверхностью раздела; с другой стороны, актуальной является проблема (до конца не ясная) значимости воздействия «проникшего» в водную среду импульса ЗУ на многочисленных обитателей водной среды.

1. Различные режимы проникновения N-импульса ЗУ из воздушной в водную среду

Приведем здесь необходимые аналитические соотношения, числовые данные и некоторые концептуальные принципы рассмотрения нужных эффектов, которые необходимы при рассмотрении любых ситуаций с проникновением ИЗУ в водную среду.

Эффект волнового излучения от быстродвижущегося источника (скорость движения которого превышает скорость волн рассматриваемого вида в рассматриваемой среде) хорошо известен в различных областях науки, имеющих дело с явлениями и волнами различной природы (электромагнетизм, гидрогазодинамика, акустика). Несмотря на совершенно разный «порождающий механизм» излучения той или иной природы (в случае сверхзвукового самолета – это «череда» возникающих ударных волн при сверхзвуковом обтекании воздушным потоком характерных частей корпуса самолета), эти явления волнового излучения трактуются со сходных эффекту Вавилова-Черенкова [3] позиций (т.е. как аналоги эффекта) и используют действительно общие для всех случаев общие геометрические и кинематические представления, понятия и закономерности (конусный волновой фронт – конус Маха (см. Рис. 1а), соотношение между углом раскрытия конуса Маха и скоростью движения источника (см. далее) и др.). Для дальнейшего анализа в качестве полезной аналогии вспомним следующий известный факт из электромагнетизма: проводник, по которому протекает ток (быстрое движение заряда по проводнику) излучает вокруг себя электромагнитную волну, а просто зараженный проводник (или с «медленно» движущимися зарядами) создает вокруг себя не волновое и не распространяющееся на большие расстояния, а быстро уменьшающееся по амплитуде электрическое поле.

Приведем хорошо известное соотношение (см. [1, 3]), связывающее значение угла полуоткрытия α конуса Маха (Рис. 1а) со скоростью V_f равномерного сверхзвукового полета самолета по прямой траектории и со скоростью акустических волн (скоростью звука) в рассматриваемой среде:

$$\sin(\alpha) = (M_a)^{-1}, \quad (1)$$

где $M_a = V_f / c_a$ – число Маха для воздушной среды,

c_a – скорость звука в воздухе (*air*), при сверхзвуковом полете $V_f > c_a$.

Для дальнейшего заметим, что при любой ориентации относительно нижележащей поверхности раздела прямолинейной траектории равномерного сверхзвукового полета волновой фронт ИЗУ в виде конуса Маха будет иметь угол полуоткрытия, подчиняющийся соотношению (1).

Если в ситуации параллельности прямолинейной траектории полета поверхности раздела двух сред рассмотреть новую плоскость, перпендикулярную плоскости раздела сред и содержащей в себе траекторию полета, то в этой новой плоскости угол падения β волнового фронта ИЗУ на плоскость поверхности раздела (этот угол падения в введенной новой плоскости будет углом между любым лучом

распространения ЗУ – перпендикуляром к образующей конуса и нормалью к поверхности раздела во введенной новой плоскости) будет равен углу полуоткрытия α .

Таким образом, чем больше скорость полета V_f и, соответственно (1) меньше число Маха M_a , тем меньше углы α и β (последнее означает, что падение луча волнового распространения ИЗУ в воздухе на поверхность раздела двух сред будет ближе к нормальному падению).

В каждом последующем подразделе будет рассмотрен тот или иной возможный режим проникновения ИЗУ из воздушной среды в водную. При этом для простоты и наглядности там, где это понадобится, будем использовать идеализированный (асимптотический) профиль N-импульса; в реальности это соответствует ситуации с достаточно большой высотой (более километра) пролета самолета над поверхностью раздела сред.

2. Не волновой режим проникновения ИЗУ из воздушной среды в водную при «стандартной» траектории полета параллельно границе раздела сред

При горизонтальном, параллельном относительно нижележащей поверхности раздела «воздух-вода» полете сверхзвукового самолета импульсы ЗУ, достигающие поверхности раздела, будут продвигаться вдоль этой поверхности (воздействуя на нее превышающим давлением) «вслед» самолету и, что очень важно, со скоростью V_N равной скорости полета самолета V_f (см. Рис. 1а). На сегодняшний день скорости полета самых высокоскоростных серийных истребителей не превышают 3000 км/ч или 830 м/с, что составляет несколько больше двух Махов для воздушной среды. Однако, относительно водной среды, в которой скорость звука равна приблизительно 1500 м/с, скорость тех же истребителей соответствует значению числа Маха для воды равному приблизительно 0.54, что говорит о «медленном» и «не сверхзвуковом» движении этих аппаратов относительно водной среды. Из этих данных также следует то, что для превышения единичного значения числа Маха относительно водной среды, скорость самолета в воздухе должна была бы превышать значение 4.5 для числа Маха в воздухе, что пока не реально даже для проектируемых истребителей (здесь речь не идет о снарядах, ракетах и других гиперзвуковых объектах). Таким образом, движущийся по поверхности жидкости импульс ЗУ от современного скоростного самолета (Рис. 1а) как граничный источник возмущения давления в водной среде является «медленным», а значит, в соответствии с вышеприведенной аналогией о генерации разного типа полей медленными и быстрыми зарядами в прямом проводнике, в нашем рассматриваемом случае движущийся вдоль границы импульс ЗУ не будет генерировать упругие возмущения в водной среде с волновым характером распространения (т.е. с распространением на сравнительно большие расстояния от границы без заметного уменьшения пиковых значений (для модели идеальной жидкости)).

Интересно и полезно привести иную интерпретацию образования ниже водной поверхности возмущений не волнового или волнового характера. Представляя падающий на плоскость, раздела N-импульс ЗУ через интеграл Фурье, мы тем самым представляем импульс бесконечным набором гармоник (частотным спектром). Для гармоник (плоских гармонических волн), падающих из воздушной среды на границу воздух-вода под одним и тем же углом падения β выполняется закон преломления Снеллиуса, включающий в себя один и тот же угол преломления γ и модули соответствующих частотам волновых векторов в обеих средах (напомним, здесь и в дальнейшем индекс «а» относится к воздушной среде и индекс «w» – к водной среде):

$$(k_\omega)_a \sin(\beta) = (k_\omega)_w \sin(\gamma) \quad (2)$$

Деля обе части равенства (2) на одну и ту же, не меняющуюся при прохождении границы, частоту данной гармонике имеем:

$$\frac{\sin(\beta)}{\sin(\gamma)} = \frac{c_a}{c_w} = n \approx 0.22, \quad (3)$$

где n – показатель преломления на границе воздух-вода.

Учитывая, что величина показателя преломления фиксирована для конкретной пары граничащих сред, а угол падения можно произвольно варьировать, структура равенства (3) показывает: в случае, если $n < 1$ (как для рассматриваемой пары сред), а угол падения таков, что $1 > \sin(\beta) > n$, тогда равенство (3) невозможно (за счет меньшего единицы синуса в знаменателе (3)). Это означает, что все гармоники Фурье - образа ИЗУ при углах падения, удовлетворяющих условию $\sin(\beta) > n$, не могут из воздушной среды (из атмосферы) «проникнуть» в водную среду (об этом говорит отсутствие определенного (действительного) значения угла преломления γ). Данное явление носит название полного внутреннего отражения. Равенство вместо приведенного выше неравенства определяет *критический угол падения* β_{cr} , задающий нижнюю границу углов, при которых будет полное внутреннее отражение (для этого критического угла угол преломления γ считается равным 90° и плоские гармонические волны, падающие на границу воздух-вода под углом β_{cr} , в водной среде распространяются вдоль границы раздела, локализуясь около этой границы, а по направлению вертикальной (например, z) оси такие волны экспоненциально затухают. Бреховских Л.М., рассматривая эту ситуацию в [4], именует такие волны «неоднородными», получив для них «пространственное (x, z)» решение (на примере поля давления p_1 в таких волнах) в виде:

$$p_1 = (1 + R)\exp(-\delta z + ikx * \sin(\beta)), \quad \delta = k\sqrt{\sin^2(\beta) - n^2}, \quad (4)$$

R – коэффициент отражения.

На основании определения критического угла падения через равенство его синуса показателю преломления (см. выше) и принимая во внимание конкретное значение этого показателя (см. (3)), получим $\beta_{cr} = 13^\circ$ для поверхности раздела воздух-вода.

Отметим, что сведения о критическом угле падения, о полном внутреннем отражении, о «неоднородных» (по Бреховских Л.М.) волнах излагались относительно гармонических составляющих разложенного в интеграл Фурье N – импульса ЗУ. Поскольку для всех составляющих процесс преломления и его особые случаи одинаковы, то делая обратное преобразование Фурье, получаем те же выводы для N – импульса ЗУ.

Теперь стоит напомнить, что при «стандартном» горизонтальном сверхзвуковом полете угол падения β (единый для всех гармонических составляющих) равен углу полуоткрытия конуса Маха α , который, в свою очередь, согласно (1) определяется скоростью полета самолета через число Маха M_a относительно скорости звука в воздухе. Учитывая эти сопоставления и конкретное полученное значение для β_{cr} , находим соответствующее пороговое значение числа Маха:

$$(Ma)_{cr} = (0.22)^{-1} = 4.55, \quad (Va)_{cr} = c_w \approx 1490 \text{ м/с} \approx 5400 \text{ км/ч} \quad (5)$$

т.е. если скорость сверхзвукового летательного аппарата (нас интересуют самолеты), летящего параллельно поверхности раздела воздушной и водной средами, такова, что соответствующее ей число Маха не превосходит значения $(Ma)_{cr}$, то «проникновение» ИЗУ в водную среду будет иметь не волновой характер, не

распространяясь вглубь на заметные расстояния, быстро (экспоненциально, см (4)) затухая с глубиной. И наоборот, при полете с числом Маха, превышающим (5) проникновение ИЗУ в водную среду будет носить волновой характер, при котором проникший в воду импульс ЗУ будет распространяться без существенного затухания в модели идеальной жидкости на значительные расстояния вглубь.

Как уже обсуждалось в начале этого раздела, возможности современной серийной скоростной (истребительной) авиации далеки (даже в проектах) от сверхзвуковых скоростей, соответствующих «пороговым» значениям числа Маха и скорости (5). Это означает, что в самых типичных ситуациях полета по прямой, параллельной водной поверхности со скоростью, значительно меньшей критической скорости (равной скорости звука в воде) «проникновение» ИЗУ в водную среду происходит в не волновом режиме. Поэтому во всех статьях [5-9] об эффектах, сопутствующих сверхзвуковым пролетам самолетов над поверхностью воды, принимается во внимание и дополняется новыми деталями именно такой характер проникновения ИЗУ в водную среду. Более того, с учетом названных стандартных условий полета, этот не волновой характер проникновения ИЗУ в толщу воды почти утвердился как единственно возможный (см. приведенные выше ссылки на опубликованные работы по данному вопросу).

В заключение этого подраздела кратко обсудим получение аналитических решений в ситуации не волнового проникновения ИЗУ в водную среду (см. [5, 6]).

Для более простого анализа рассматривается плоскопараллельная (в пространственных координатах: x – координата вдоль поверхности раздела, z – вертикальная координата) задача о воздушном и граничащим с ним по плоскости $z = 0$ жидком полупространстве. По этой граничной плоскости вдоль координатной оси x «бежит» N-импульс длительностью T создаваемый летящим выше самолетом. Простая геометрия (прямолинейная траектория полета параллельна плоскости раздела) и эффект «привязки» импульса к самолету обеспечивает скорость перемещения импульса V_N по границе, равную скорости полета самолета V_f (см. рис. 1б). В то же время обе эти равные скорости с очевидностью меньше скорости звука в воде c_w

$$V_N = V_f < c_w \quad (6)$$

Аналитическим решением, описывающим проникновение ИЗУ в водную среду (т.е. описывающим трансформацию этого импульса вдоль оси z вглубь, начиная с его исходного вида N-импульса, бегущего по границе $z = 0$) является аналитическое решение волнового уравнения относительно акустического давления p , создаваемого проникновением ИЗУ в водную среду

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - c_w^2 \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} \right) p = 0, \quad (7)$$

с 1-ым граничным условием при $z = 0$ в виде движущегося вдоль оси x (для «привязки» к Рис. 1 полет самолета и движение импульса принимаются «слева - направо», т.е. в сторону отрицательных x) N-импульса со скоростью V_N ; это граничное условие записывается в виде:

$$p(x, z = 0, t) = \begin{cases} 0, & \text{при } t + \frac{x}{V_N} \geq T \\ p_0 \left(1 - \frac{2}{T} \left(t + \frac{x}{V_N} \right) \right), & \text{при } 0 < t + \frac{x}{V_N} < T \\ 0, & \text{при } t + \frac{x}{V_N} \leq 0 \end{cases}, \quad (8)$$

и со 2-ым граничным условием: акустическое давление от ИЗУ на бесконечной глубине ($z \rightarrow \infty$) равно нулю.

Процедура получения аналитического решения указанной задачи довольно стандартна: относительно переменных t и x последовательно производятся два преобразования Фурье, для оставшейся исходной переменной z получается простое дифференциальное уравнение в обыкновенных производных второго порядка «парное» уравнению гармонических колебаний, решением которого является сумма двух экспонент с разными по знаку показателями (или сумма гиперболических синуса и косинуса); одно граничное условия «оставляют» одну экспоненту, а второе – однозначно определяет амплитудный множитель. Полученное точное решение для Фурье-образа подвергается двум обратным преобразованиям Фурье, что дает нужное искомого решение задачи (относительно исходных переменных):

$$\frac{\pi}{p_0} p(x, z, t) = \left(\frac{2\tau}{T} - 1\right) \operatorname{arctg} \left\{ \frac{m_1 T}{z} \left(\frac{2\tau}{T} - 1\right) \right\} - \left(\frac{2\tau}{T} - 1\right) \operatorname{arctg} \left\{ \frac{m_1 \tau}{z} \right\} + z (m_1 T)^{-1} \ln \left\{ \frac{[z^2 + (m_1 \tau)^2]}{[z^2 + (m_1 (\tau - T))^2]} \right\}, \quad (9)$$

где $m_1 = V_N (1 - V_N^2/c_w^2)^{-0.5}$, $\tau = t + x/V_N$.

Значения функции arctg определяются в интервале $\left(-\frac{\pi}{2}, \frac{\pi}{2}\right)$.

В решении (9) обратим внимание на характерный параметр m_1 , структура которого в силу соотношения (6) между скоростями для рассматриваемого случая не волнового режима проникновения ИЗУ в водную среду, обеспечивает действительную величину этого параметра.

Для графического представления результата (9) заметим, что выражающая этот результат функция из трех слагаемых записана в виде зависимости от исходной размерной переменной z (глубины) и от безразмерной «бегущей» продольно-временной переменной τ/T . Значения самой искомой функции – давления p на разных глубинах – также нормированы на пиковое давление p_0 N-импульса на поверхности водной среды ($P = p/p_0$). С учетом сказанного, на Рис. 2 представлен результат трансформации ИЗУ на трех характерных глубинах ($z = 0, 10, 100$ (м)) при скорости полета самолета, соответствующей значению числа Маха M_a равному 2.4.

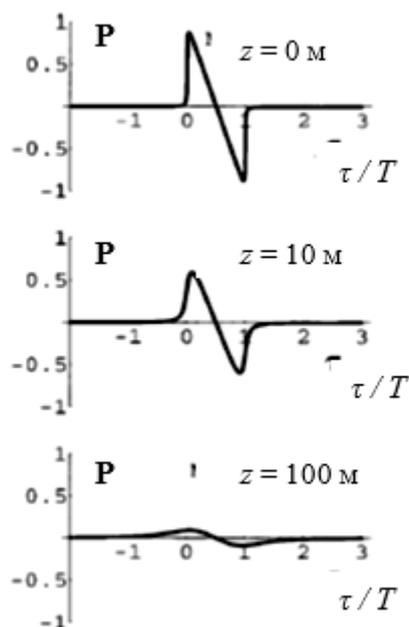


Рис. 2. Трансформация N- импульса ЗУ (в соответствии с (9)) от поверхности жидкости в глубину (приведены профили ИЗУ на трех глубинах z) при проникновении ИЗУ из воздушной среды в водную в не волновом режиме (в не распространяющемся режиме) при скорости полета самолета, соответствующей значению числа Маха M_a равному 2.4

Проанализированный режим не волнового проникновения ИЗУ из воздушной среды в водную характерен быстрым уменьшением пикового значения давления ИЗУ и расплыванием самого импульса с глубиной (см. Рис. 2). Но самое главное то, что показанные на этом рисунке профили ИЗУ на разных глубинах возникают не в последовательные моменты времени (какой-либо волновой фронт отсутствует), а существуют одновременно, подобно квазистационарному электрическому полю какой-то системы зарядов (т.е. это не распространяющееся поле). Характерная глубина, на которой происходит значительное уменьшение акустического давления ИЗУ определяется длиной самого импульса ЗУ на поверхности; в свою очередь, эта длина L импульса ЗУ сопоставима с длиной летящего самолета (см. Рис. 1б).

3. Волновой режим проникновения ИЗУ из воздушной среды в водную

После отмеченного в предыдущем разделе очевидного факта о недостаточной скорости полета V_f современных (и даже перспективных) скоростных истребителей для реализации случая «быстрого» движущегося источника излучения в водную среду при «стандартном» полете равномерного движения по прямолинейной траектории параллельно водной поверхности (т.е. при этом выполняется соотношение (6)), необходим анализ каких-либо других вариантов с проникновением ИЗУ в воду. Возможным «кандидатом» для получения нужного результата являются не параллельные водной поверхности трассы полета. Детальный анализ показывает нетривиальность этой ситуации, поскольку этот вариант с наклонными (возможно, пикирующими) трассами полета имеет не очевидные дополнительные условия на угол наклона трассы к горизонтали (угол θ) и угол полураскрытия конуса Маха для получения требуемого результата. Не перебирая различные результаты для различных

соотношений между указанными углами, изобразим графически один из «подходящих» вариантов (Рис. 3).

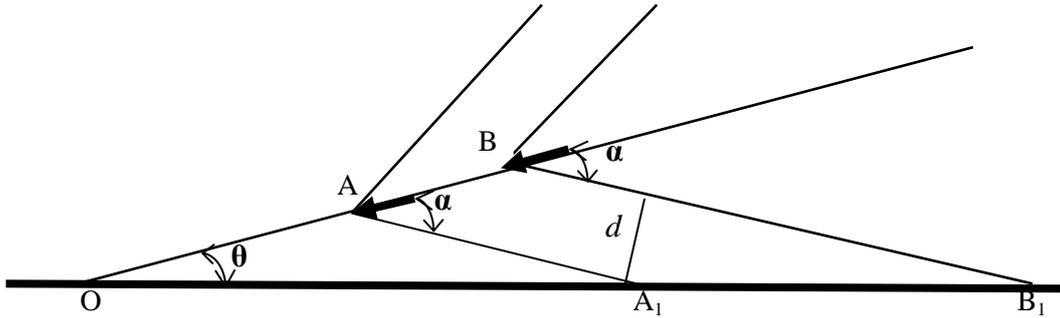


Рис. 3. Наклонная (под углом θ к водной поверхности) траектория сверхзвукового полета самолета для реализации волнового режима проникновения ИЗУ из воздушной среды в водную; α – угол полураскрыва конуса Маха

На Рис. 3 два последовательных положения одной и той же точки самолета (например, носа) обозначены соответственно точками В и А; прямые ВВ₁ и АА₁ показывают положение образующих конуса Маха, которые являются волновыми фронтами. Из сравнения длины отрезков АВ и А₁В₁ видно, что в данной ситуации скорость самолета меньше скорости движения ИЗУ по водной поверхности; если последняя к тому же будет превышать скорость звука в воде, тогда движущийся по поверхности воды ИЗУ будет «быстрым» движущимся источником излучения акустических возмущений в толщу воды, т. е. будет «обеспечивать» волновой характер проникновения ИЗУ из воздушной среды в водную. Дополним эти качественные рассуждения несложными аналитическими соотношениями. Рассматривая некоторый временной интервал, за который В переходит в А, В₁ переходит А₁, а волновой фронт ВВ₁ смещается по нормали на расстояние d , переходя в положение АА₁, записываем равенства

$$\frac{d}{c_a} = \frac{A_1B_1}{V_N} = \frac{AB}{V_f}, \tag{10}$$

При вершине В треугольника ОВВ₁ угол α является смежным, что определяет угол при В₁ в этом треугольнике (этот же угол является углом падения в воздухе) как

$$\text{угол } B_1 = \alpha - \theta \tag{11}$$

Из прямоугольного треугольника с гипотенузой А₁ В₁ с использованием (1) имеем:

$$d = A_1B_1 \sin(\alpha - \theta) = A_1B_1 \sin[\arcsin(M_a^{-1}) - \theta] \tag{12}$$

Для определения соотношения между скоростью V_N движения ИЗУ по поверхности жидкости и скоростью звука в воде c_w в зависимости от угла наклона траектории θ и от скорости полета самолета по этой траектории, выраженной через число Маха M_a , используем (12) в первом равенстве (10) и получаем:

$$\frac{V_N}{c_w} = \frac{c_a}{c_w} * \left\{ \sin[\arcsin(M_a^{-1}) - \theta] \right\}^{-1} \tag{13}$$

После замены первого дробного множителя в правой части (13) на конкретное значение 0.22 (см. (3)) представляем (см. Рис. 4) полученную «ключевую» функциональную связь (левая часть (13) в зависимости от угла θ при том или ином значении числа Маха (играет роль параметра)):

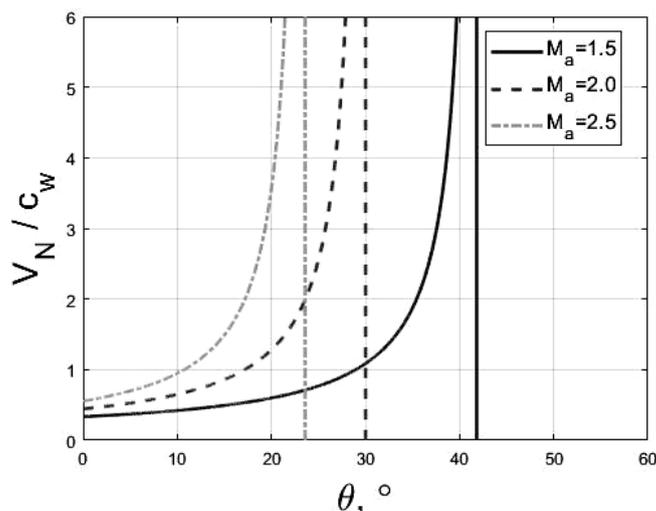


Рис. 4. Зависимость основного «показателя» (V_N/c_W) реализуемости волнового или не волнового режима проникновения ИЗУ из воздушной среды в водную от угла наклона θ траектории полета (зависимости - возрастающие кривые, вертикальные прямые - асимптоты) при разных скоростях (в числах Маха) полета самолета (кривые разной прерывистости)

Показанные на Рис. 4 для примера три зависимости для трех разных скоростей полета самолета (выраженных в числах Маха), естественно могут быть дополнены графиком для любой скорости самолета. Область, соответствующая волновому режиму проникновения ИЗУ в воду, лежит выше горизонтальной линии, соответствующей единичному значению по вертикальной оси. Например, для не очень быстрого на сегодняшний день полета с $M_a = 1.5$, соответствующая кривая (самая правая) пересекается с горизонтальной линией, соответствующей единице по вертикальной оси, при угле $\theta = 29^\circ$, т.е. полет под таким и большими углами к водной поверхности при данной скорости обеспечит волновой характер проникновения ИЗУ в водную среду. При более быстрых полетах этот режим начинается при меньших углах наклона. Обратим внимание, что требуются не очень «крутые» по наклону траектории для достижения нужного эффекта.

Кратко осветим вопрос об аналитических решениях для рассматриваемого случая проникновения ИЗУ в воду. В целом процедура нахождения решения будет совпадать с той, что описана для не волнового случая в предыдущем разделе. Необходимо решать то же самое волновое уравнение с теми же граничными условиями тем же методом использования преобразования Фурье по t и x , а после нахождения решения относительно z с использованием граничных условий нужно применить обратные преобразования Фурье. Различие будет в «мелких» деталях вычислений, обусловленных главным отличием этого случая от предыдущего, а именно условие в виде неравенства между скоростями V_N и c_W изменится на противоположное (в предыдущем случае первая скорость была меньше второй, а в данном случае - наоборот). Формально по этой причине параметр m из предыдущего подраздела здесь будет чисто мнимым. Это даст аналитическое решение, состоящее из функций знака для описания ударных (не «расплываемых») фронтов N-импульсов в воде и распространяющегося волнового фронта огибающих этих импульсов. Подчеркнем наличие волнового распространения, получающегося аналитически в данном случае.

Не выписывая формульное представление решения, представим на рис. 5 его совершенно ясный геометрический образ.

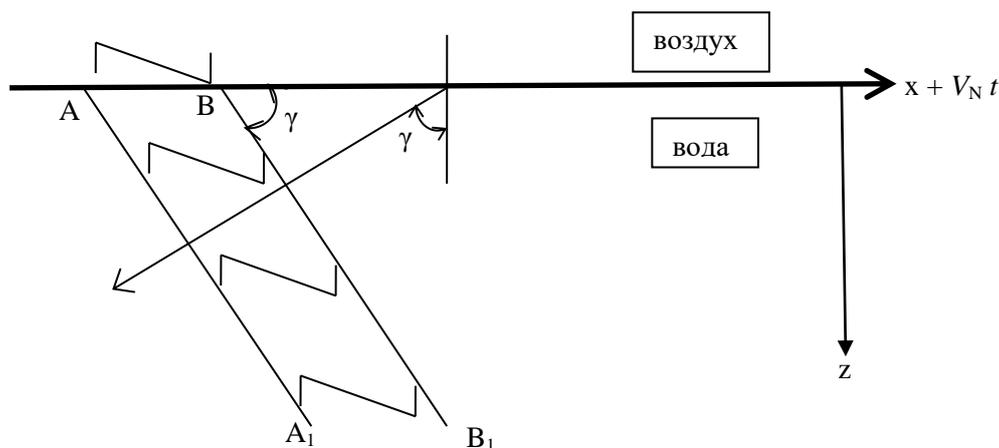


Рис. 5. Графическое представление решения задачи о волновом режиме проникновения ИЗУ из воздушной в водную среду

Решение, представленное последним рисунком (Рис. 5), показывает не деформируемые (без уменьшения пиковых значений, без расплывания) профили ИЗУ, проникающие в воду; также присутствуют распространяющиеся на любые расстояния волновые фронты (показаны фронты AA_1 и BB_1). Представленное на Рис. 5 «изображение» нужно считать дополнением (нижней частью) Рис. 4; признаком данной связи рисунков является указанный на Рис. 5 угол преломления γ , под которым распространяются волновые фронты AA_1 и BB_1 , пришедшие из воздушной среды (см. Рис. 4). Таким образом, Рис. 4 и Рис. 5 полностью демонстрируют ситуацию с волновым проникновением ИЗУ из воздушной в водную среду.

Заключение

Представленная в работе задача о выявленной возможности при наклонной траектории полета сверхзвукового самолета проявления эффекта проникновения импульсов звукового удара в водную среду с их дальнейшим распространением в этой среде на сколь угодно большие расстояния (волновой режим распространения) представляет интерес как с теоретико-фундаментальной точки зрения (в предыдущих работах анализировался только не волновой вариант проникновения в воду ИЗУ, который только и может реализоваться для «стандартных» параллельных водной поверхности траекторий), так и в прикладном аспекте. Действительно, эта новая выявленная ситуация является предпосылкой для пересмотра условий и критериев влияния звукового удара на различных морских обитателей. Вопрос о таком влиянии является одним из первостепенных после появления и эксплуатации сверхзвуковой авиации. В последние годы интерес к этой проблеме значительно возрос в связи с обсуждением и проектированием сверхзвуковых пассажирских самолетов нового поколения.

Список литературы

1. Авиационная акустика под ред. Мунина А.Г., Квитки В.Е. М.: Машиностроение, 1973. – 448 с.
2. Ландау Л.Д. Об ударных волнах на далеких расстояниях от места их возникновения // ПММ – 1945. – Т. IX – вып. 4. - С. 286-22.

3. Гинзбург В.Л. Излучение равномерно движущихся источников (эффект Вавилова-Черенкова, переходное излучение и некоторые другие явления) // УФН – 1996. – Т. 166 - № 10. – С. 1033-1042.
4. Бреховских Л.М. Волны в слоистых средах. М.: Наука, 1973. - 343 с.
5. Sawyers K.N. Underwater sound pressure from sonic booms // J. Acoust. Soc. Am. – 1968. Vol. 44, № 2. – P. 523-524.
6. Cook R.K. Penetration of a sonic boom into water // J. Acoust. Soc. Am. – 1970. Vol. 47, № 5 (Part 2). – P. 1430-1436.
7. Sparrow V.W. The effect of supersonic aircraft speed on the penetration of sonic boom noise into the ocean // J. Acoust. Soc. Am. – 1995. Vol. 97, № 1. – P. 159-162.
8. Sparrow V.W. Review and status of sonic boom penetration into the ocean // J. Acoust. Soc. Am. – 2002. Vol. 111, № 1 (Part 2). – P. 537-543.
9. Sohn R.A. Field measurements of sonic boom penetration into the ocean / R. F. Sohn, F. Vernon, J. A. Hildebrand, and S. C. Webb // J. Acoust. Soc. Am. – 2000. Vol. 107, № 6. – P. 3073-3083.

УДК 534-16, 534.642

OECD 01.03.AA

Экспериментальное исследование акустических и технологических параметров машины замеса теста

Заплетников И.Н.¹, Гордиенко А.В.², Пильненко А.К.³, Лукьянченко А. П.⁴

¹ Заведующий кафедрой оборудования пищевых производств,

^{2,3} Доцент кафедры оборудования пищевых производств,

⁴ Магистрант,

^{1, 2, 3, 4} Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского, г. Донецк, ул. Щорса, 31

Аннотация

Трудоемкой операцией на предприятиях питания является приготовление теста, которое выполняется с помощью машин замеса теста. Эти машины широко применяются в кулинарных, кондитерских, производственных цехах столовых, кафе, ресторанах, а также специализированных цехах предприятий малого и среднего бизнеса. Недостатком в эксплуатации этих машин является повышенный уровень шума, превышающий допустимые санитарные нормы. Целью работы является определение шумовых характеристик (ШХ) тестомесильной машины в различных режимах работы, а также установление влияния технологических и кинематических факторов на её ШХ. Определение ШХ проводилось в реверберационной камере объемом 100 м³ шумомером «Ассистент» НТМ-Защита РФ по ГОСТ 51400-99 (ИСО 3743-1(2)-94). Использовалась машина PSP-800 KG-8 итальянского производства фирмы «Pasquini». Машина исследовалась на холостом и рабочих режимах. Установлено превышение нормы на 11 дБА на холостом и на 14 дБА при рабочем режиме. Для установления зависимости ШХ от технологических и кинематических параметров проведен планируемый эксперимент вида 2³. Получены многофакторные модели, описывающие эти зависимости. Даны рекомендации по улучшению акустических параметров машины.

Ключевые слова: машины замеса теста, шумовые характеристики, плотность теста, частота вращения рабочего органа, многофакторные модели.

Experimental study of acoustic and technological parameters of the dough kneading machine

Zapletnikov I.N.¹, Gordienko A.V.², Pilnenko A.K.³, Lukyanchenko A.P.⁴

¹ Professor,

^{2,3} Assistant professor,

⁴ Master,

^{1, 2, 3, 4} Donetsk National University of Economics and Trade named after Mikhail Tugan-Baranovsky, Donetsk, Ukraine

Abstract

A labor-intensive operation at food enterprises is the preparation of a dough, which is performed with the help of kneading machines. These machines are widely used in culinary, confectionery, production workshops of canteens, cafes, restaurants, as well as specialized workshops of small and medium-sized businesses. A disadvantage in the operation of these machines is an increased noise level, exceeding the permissible sanitary standards. The aim of the work is to determine the noise characteristics (NC) of a kneading machine in various operating modes, as well as to determine the influence of technological and kinematic factors on its NC. The NC determination was carried out in a 100 m³ reverberation chamber with the 'Assistant' noise meter NTM-RF Protection according to GOST 51400-99 (ISO 3743-1 (2) -94). The PSP-800 KG-8 machine of the Italian company 'Pasquini' was used. The machine was tested at idle and operating conditions.

E-mail: obladn@kaf.donnuet.education (Заплетников И.Н.), gordienko_aleksa@mail.ru (Гордиенко А.В.), pilnenko_a@mail.ru (Пильненко А.К.), zim94@inbox.ru (Лукьянченко А. П.)

The excess of the norm was established at 11 dBA at idle and at 14 dBA at operating conditions. To establish the NC dependence on the technological and kinematic parameters, a planned experiment of the type 2³ was carried out. Multivariate models describing these dependences were obtained. Recommendations for improving the acoustic parameters of the machine are given.

Key words: kneading machines, noise characteristics, density of dough, rotation speed of the working element, multifactor models.

Введение

Одной из наиболее распространённых и трудоёмких операций на предприятиях питания является приготовление теста. Тесто имеет разную консистенцию в зависимости от вида конечного продукта. Для вареников и пельменей используется крутое тесто высокой плотности, для приготовления кулинарной продукции дрожжевое тесто, кондитерских изделий – бисквитное тесто, блинов – жидкое тесто. Консистенция теста характеризуется его плотностью ρ . Работа машины зависит и от объёма V теста в бачке, а также от частоты вращения рабочего органа n .

В качестве экспериментальной модели принят натуральный образец тестомесильной машины серии PSP-800 KG-8 итальянского производства фирмы 'Pasquini' производительностью 30 кг/ч с массой замеса 7 кг, установленной мощностью электродвигателя 0,37 кВт и номинальной частотой вращения 1400 об/мин. Рабочий орган совершает планетарное вращательное движение.

Выбор машины обосновывается распространённостью на предприятиях питания малого и среднего бизнеса, а также её технико-экономическими показателями: компактностью, низкой материалоемкостью, достаточной производительностью для данных предприятий, возможностью подключения к сети как 220 В, так и 380 В, хорошим дизайном. Несмотря на перечисленные достоинства, машина обладает недостатком – излучает повышенный уровень шума. Проведенный обзор информации по ШХ тестомесильных машин указал на отсутствие информации о ШХ машины PSP-800 KG-8 [1, 2, 3].

Целью работы является определение ШХ тестомесильной машины в различных режимах работы, а также установление влияния технологических и кинематических факторов на её ШХ.

1. Методические предпосылки

Определение ШХ машины проводилось в соответствии с ГОСТ 51400-99 (ИСО 3743-1(2)-94) «Определение уровней звуковой мощности источников шума по звуковому давлению. Технические методы в реверберационных полях» [4]. Использовалась аттестованная реверберационная камера объёмом в 100 м³, где размещалась тестомесильная машина. Измерялись эквивалентные уровни звукового давления в октавных полосах частот и по характеристике А. В соответствии со стандартом уровни звукового давления (УЗД) пересчитаны в уровни звуковой мощности (УЗМ), которые сравнивались с предельно допустимыми шумовыми характеристиками (ПДШХ) для производственных помещений РФ, залов кафе, ресторанов, столовых и непосредственно прилегающих территорий [5].

Использовалась звукозаписывающая аппаратура: шумомер «Ассистент» РФ с автоматической записью УЗД и передачей информации на ноутбук.

В результате на ПК были записаны осциллограммы в реальном масштабе времени изменения УЗД - L_p , дБ, виброускорения машины на электродвигателе $a_{дв}$, м/с и корпусе машины a_k , м/с. Расходуемая мощность определялась образцовым ваттметром. Отметка времени составила 0,1 с (рис. 1). Тарировка осциллограмм по УЗД

и уровням виброускорения проводилась по прибору «Ассистент». Статистическая обработка результатов измерения проводилась в соответствии с ГОСТ 27408-87 [7] с расчетом величины неопределенности измерения до 1,5 дБ (дБА).

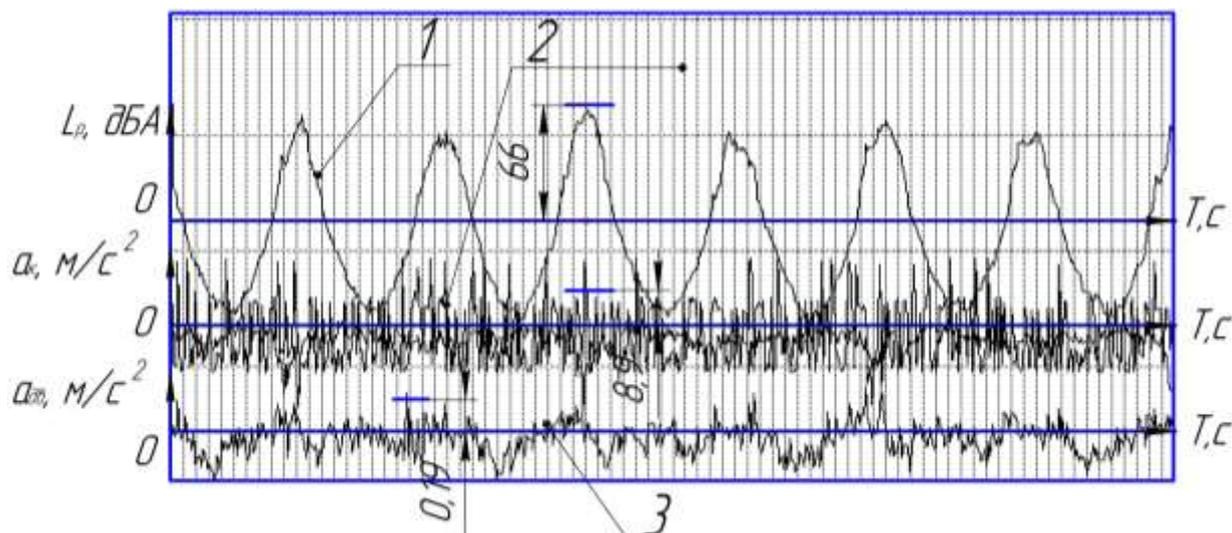


Рис. 1. Осциллограмма записи акустических параметров: 1 - УЗД; 2 - виброускорение корпуса машины; 3 - виброускорение корпуса двигателя

Машина PSP-800 KG-8 исследовалась в режимах работы: без нагрузки (XX), при замесе теста (PX) различной плотности, различного объема теста и частоте вращения рабочего органа, т.е. применён метод планирования эксперимента вида 2^3 по методике Бокса-Уилсона [6].

2. Результаты экспериментальных исследований

Анализ результатов экспериментальных исследований показал следующее: машина излучает постоянный уровень шума, как без нагрузки, так и под нагрузкой.

Излучаемый машиной уровень звуковой мощности при работе на XX составляет 78,1 дБА, при PX – 81,2 дБА. ПДШХ по характеристике А для указанных помещений равна 67,1 дБА. Имеет место превышение ПДШХ при работе без нагрузки - на 11 дБА, а в рабочем режиме – на 14 дБА. В некоторых странах (например, в Украине) установлен максимальный уровень звука для помещений предприятий питания 70 дБА, что соответствует ПДШХ для исследуемой машины - 82,1 дБА, т.е. машина отвечает санитарным нормам. Проведенный спектральный анализ сравнения УЗМ с ПДШХ показал, что в диапазоне частот 63-8000 Гц превышение наблюдается только на частоте 250 Гц на 11 дБ. Это свидетельствует о том, что основным источником шума являются зубчатые передачи в редукторе машины.

Экспериментальные исследования в соответствии с D-оптимальным планом 2^3 проведены при плотностях теста X_1 1170 и 1240 кг/м³, объемах продукта в деже X_2 $2 \cdot 10^{-3}$ и $4 \cdot 10^{-3}$ м³, частоте вращения рабочего органа X_3 8,6 и 10,4 об/мин. Для измерения частоты вращения рабочего органа использовался латер, а контроль фактической частоты вращения осуществлялся тахометром. Использовалась известная матрица планирования из восьми опытов с повторяемостью результатов - 10.

После проверки воспроизводимости процесса, определения коэффициентов регрессии, их значимости и гипотезы об адекватности представления результатов

получили уравнение регрессии зависимости целевой функции - УЗМ от вариации исследуемых переменных факторов в кодированных переменных.

$$Y_L(X_1, X_2, X_3) = 56,4 - 0,76X_1 - 0,25X_2 + 9,4X_3 - 0,68X_1X_2 - 1,78X_1X_3 - 0,03X_2X_3 - 0,26X_1X_2X_3 \quad (1)$$

Факторный анализ полученного уравнения регрессии показал, что наиболее существенное влияние на излучаемый уровень шума L_w оказывает частота вращения рабочего органа, с увеличением которой УЗМ машины возрастает. Остальные факторы ρ и V оказывают незначительное влияние на УЗМ с отрицательным знаком. Парное взаимодействие факторов сказывается незначительно, кроме X_1X_3 – совместного влияния факторов ρ и n .

Перевод кодированных значений уравнения (1) в натуральные значения факторов производился по формулам:

$$X_1 = \frac{\rho - 1205}{70}; \quad X_2 = \frac{V - 3}{2}; \quad X_3 = \frac{n - 9,5}{1,8} \quad (2)$$

Многофакторная модель зависимости УЗМ машины от переменных факторов имеет вид:

$$L_w(\rho, V, n) = -123,83 + 0,108\rho - 6,003V + 18,54n + 0,005\rho V - 0,011\rho n - 0,001\rho Vn, \text{ дБА} \quad (3)$$

Для инженерных расчётов, пренебрегая незначительным влиянием переменных факторов ρ и V , УЗМ тестомесильной машины можно представить в виде:

$$L_w = -123,83 + 18,54n, \text{ дБА} \quad (4)$$

Для определения максимально и минимально возможного уровня УЗМ машины, подставляем в уравнение (3) максимальные и минимальные значения переменных факторов, получаем, что

$$L_w^{\max} = 68,21 \text{ дБА} \text{ и } L_w^{\min} = 51,58 \text{ дБА}$$

Для снижения уровня излучаемого шума машиной PSP-800 KG-8 целесообразно изменить конструкцию редуктора машины с зубчатого на червячный или применить звукоизоляцию для гашения излучаемых низких частот.

Представляет интерес также сопоставление излучаемой звуковой мощности машины и потребляемой мощности исследуемой технологической машины.

Матрица планирования 2^3 и уровни переменных факторов остались без изменения. Целевая функция N изменялась в пределах от 130 Вт до 580 Вт. Многофакторная модель зависимости потребляемой мощности от варьируемых технологических параметров в кодированных переменных приведена ниже.

$$Y_N(X_1, X_2, X_3) = 367,4 + 66,25X_1 + 25X_2 + 147,75X_3 + 25X_1X_2 - 23,7X_1X_3 - 10X_2X_3 - 7,5X_1X_2X_3 \quad (5)$$

Анализ модели (5) показывает, что на потребляемую машиной мощность, как и на УЗД наибольшее влияние оказывает третий фактор, т.е. частота вращения рабочего органа. Парное и тройное взаимодействие факторов влияет незначительно. Как и в любой технологической машине с увеличением частоты вращения рабочего органа возрастает и потребляемая мощность. С увеличением плотности продукта и наполняемости дежи возникает тенденция к возрастанию потребляемой мощности.

Уравнение (5) в натуральных переменных примет вид

$$N(\rho, V, n) = 2330,8 + 2,23\rho - 569,8V - 262,7n - 0,46\rho V + 38,6Vn + 0,27\rho n - 0,03\rho Vn, \text{ Вт} \quad (6)$$

Максимальный расход мощности в планируемом эксперименте составил 417,5 Вт, а минимальный - 259,9 Вт.

Уравнение (6) в натуральных переменных с учетом величины и взаимного влияния переменных факторов можно упростить и использовать в расчетах

$$N = 2330,8 - 262,7n \quad (7)$$

Заключение

Проведенные исследования показали, что машина замеса теста PSP-800 KG-8 не в полной мере удовлетворяет санитарным нормам по шуму для стран СНГ. Превышение составляет 11 дБА без нагрузки и 14 дБА под нагрузкой. Основным источником шума – редуктор. Этот вывод подтверждается и исследованием многофакторных моделей УЗМ и потребляемой мощности, которые показали, что с повышением частоты вращения рабочего органа, а, соответственно, и последней ступени редуктора излучения шума машиной возрастает. В результате исследований получены рабочие уравнения для определения УЗМ по характеристике А и расхода потребляемой мощности. Даны рекомендации по снижению излучаемого шума.

Дальнейшие исследования будут направлены на исследование вибрационных характеристика машины.

Список литературы

1. Заплетников И.Н. Виброакустика оборудования пищевых производств: монография. – Харьков: Изд-во НТМТ, 2015. – 542 с.
2. Заплетников И.Н., Исследование шумовых характеристик планетарного миксера VM-10 / И.Н. Заплетников, А.В. Гордиенко, А.К. Пильненко // Noise Theory and Practice: Электронный научный журнал – СПб: ООО «Институт акустических конструкций», 2016. – Вып. 2. – №4. – 89 с. – С. 17-23.
3. Заплетников И. Н. Шумовые характеристики взбивальной машины для эксплуатации на предприятиях общественного питания / И. Н. Заплетников, А. В. Гордиенко, А. К. Пильненко // «Явления переноса в процессах и аппаратах химических и пищевых производств»: Междун. научно-технич. конф., 16-17 ноября 2016 г.: / редкол. А.Н. Остриков [тезисы докл.] – Воронеж: ФГБОУ ВО «ВГУИТ», 2016. – 624 с. – С. 585-589.
4. ГОСТ Р 51400-99 (ИСО 3743-1-94, 3743-2-94) «Шум машин. Определние уровней звуковой мощности источника шума по звуковому давлению»
5. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник. – 3-е изд. Переаб. – М.: Лотос, 2013. – 432 с.
6. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. – М.: Наука, 1976 - 276 с.
7. ГОСТ 27408-87 «Шум. Методы статистической обработки результатов определения и контроля уровня шума, излучаемого машинами»

УДК 62-752

OECD 01.03 AA

Снижение вибрации стен технологического помещения

Дроздова Л.Ф.^{*1}, Кирпичников В.Ю.², Кудаев А.В.³, Куклин Д.А.⁴
^{1,2,4} Профессор кафедры «Экология и безопасность жизнедеятельности», д.т.н.
³ Доцент кафедры «Экология и безопасность жизнедеятельности», к.т.н.
БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, ул. 1-я Красноармейская, д. 1

Аннотация

Рассмотрена проблема снижения шума и вибрации в жилых, общественных и производственных помещениях от близко расположенного технического и технологического оборудования. Проведена оценка основных источников и возникновения вибрации. Разработан комплекс мероприятий по снижению вибрации стен компрессорного помещения.

Ключевые слова: уровень вибрации, технологическое помещение, стена, трубопровод, спектр.

Reducing the vibration of the walls in the technological premise

*Drozдова L.F.¹, Kirpichnikov V.Y.², Kudaev A.V.³, Kuklin D.A.⁴
^{1,2,4} Professor, of the Department 'Ecology and life safety'
² Associate professor of the Department 'Ecology and life safety'
BSTU 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov, 1 Krasnoarmeyskaya, 1, Saint-Petersburg, Russia*

Abstract

The problem of noise and vibration reduction in residential, public and industrial premises from closely located technical and technological equipment is considered. The main sources and the occurrence of vibration are estimated. A set of measures to reduce the vibration of the walls in the compressor premise was developed.

Key words: *vibration level, technological premise, wall, pipeline, spectrum.*

Введение

Проблема снижения шума и вибрации в жилых, общественных и производственных помещениях, несмотря на значительные успехи в развитии акустики как науки, накопленный опыт в борьбе с шумом и наличие обширного комплекса противозвуковых средств и методов, по-прежнему остается актуальной. А размещение производственных помещений в жилых кварталах, как правило, дополнительно ухудшают акустическую обстановку, что часто приводит к конфликтным ситуациям между жителями и администрацией предприятий.

Обеспечение благоприятной акустической обстановки в зданиях, особенно для жилых и офисных помещений, расположенных в непосредственной близости от инженерно-технологического оборудования, является актуальнейшей задачей строительной акустики [1].

Накопленный специалистами-акустиками опыт показывает, что задачей снижения как шума, так и вибрации, надо заниматься в период от самых ранних стадий проектирования зданий до завершения монтажа оборудования. Однако, это условие

*E-mail: drozdovalf@vandex.ru (Дроздова Л.Ф.)

выполняется не всегда и часто возникает необходимость снижать шум и сопутствующую ему вибрацию в помещениях после строительства зданий.

Соответствующие работы, как правило, начинаются с осмотра зданий и проведения необходимых акустических измерений. Выявляются источники и причины повышенного шума. Далее разрабатываются противошумовые мероприятия, и начинается сложная, в условиях построенного здания, процедура их внедрения [2].

Целью настоящей работы являлась разработка и внедрение способов и средств уменьшения уровней вибрации стен технологического помещения, в котором были установлены два поршневых компрессора с приводными электродвигателями: поршневой холодильный и поршневой аммиачный. Кроме установленных компрессоров с внешней стороны помещения к одной из его стен был закреплён консольный фундамент, на котором жестко устанавливался вентилятор средней производительности.

1. Экспериментальное исследование вибрационных характеристик компрессорного оборудования

Компрессорное оборудование относится к группе сложных колебательных систем, создающих интенсивные вибрации как механической, так и газодинамической природы. Обеспечение требований санитарных норм вибрации [3], как на рабочих местах, так и на участках, расположенных вблизи этого оборудования, достигается лишь при условии внедрения комплекса мероприятий противовибрационной защиты.

Прежде, чем перейти к разработке мероприятий по снижению распространяющейся от компрессоров вибрации, необходимо выявить основные источники и причины возникновения вибрации.

К основным факторам, влияющим на формирование вибрационных полей повышенной интенсивности, можно отнести:

- жесткое крепление компрессоров к фундаментам;
- использование фундаментов, не удовлетворяющих требованиям к их вибрационным параметрам;
- отсутствие виброразвязки компрессоров с трубопроводами;
- отсутствие подкреплений длинно-пролётных трубопроводов;
- опирание труб на консольные кронштейны, жёстко связанные со стенами;
- изгибы и соединение трубопроводов под прямым углом.

На первом этапе измерений вибрации пола и стен компрессорной была получена информация о пространственном распределении уровней вибрации в полосе частот от 2 до 10000 Гц. Измерения выполнялись в 33 точках (8 – на полу и 25 – на стенах) на двух режимах: 1 режим – одновременная работа обоих компрессоров и 2 режим – работа каждого компрессора в отдельности.

В процессе измерений были получены следующие результаты:

- наибольшие уровни вибрации пола имеют место на участке между холодильным компрессором и ближайшей к нему стеной (№1); вклад компрессора аммиачного типа в уровни вибрации указанного участка пола оказался пренебрежимо мал;

- уровни вибрации остальных стен оказались меньше уровней вибрации стены №1 в среднем на величину 20÷25 дБ в исследуемом диапазоне частот;

- максимальные уровни вибрации стены №1 отмечались в местах крепления к ней опорных кронштейнов;

- уровни вибрации кронштейнов в местах опирания трубопроводов превосходили уровни вибрации в районе стен на величину до 20 дБ.

Следовательно, можно сделать вывод о том, что наиболее вероятной причиной повышенной вибрации стены №1 является её возбуждение не опорными связями компрессоров, опирающимися на резонирующие опорные кронштейны.

Спектральный анализ вибрации участков стены №1 вблизи кронштейнов показал следующее:

-узкополосные ($\Delta f=0,25$ Гц) спектры вибрации имеют много резонансную структуру; они содержат ряд максимумов на звукоряде оборотной частоты ($f=24,5$ Гц) холодильного компрессора;

-достаточно высокие уровни вибрации стены №1 у кронштейнов наблюдаются также на частотах приблизительно до 10 Гц, где роль компрессоров в формировании суммарных уровней вибрации оказалась примерно одинаковой.

Определение вклада опорных и не опорных связей в суммарные уровни вибрации участков стены у кронштейнов производилось с использованием расчетно-экспериментального метода. Создавались искусственные вибрации поля на фундаментах и фланцевых соединениях неработающих компрессоров с трубопроводами и определялись коэффициенты передачи вибрации от районов возбуждения, на участки стены с повышенным уровнем вибрации. Вклады опорных и не опорных связей компрессоров в j -х точках стены рассчитывались вычитанием значений K_{ij} от уровней вибраций в i -х точках этих связей при последовательно включённом оборудовании. Результаты расчёта сопоставлялись с уровнем вибрации в i -х точках, измеренной при работе обоих компрессоров [4].

2. Результаты эксперимента

Анализ полученных результатов измерений показал следующее:

-на частотах наибольшей вибровозбудимости стены №1 (звукоряд оборотной частоты 24,5 Гц холодильного компрессора) вклады колебаний фундамента и трубопроводов, как правило, соизмеримы;

-на частотах приблизительно до 10 Гц вклады колебаний фундаментов превосходят вклады колебаний трубопроводов, а суммарные расчетные уровни вибрации, создаваемой фундаментами и трубопроводами, оказываются меньше её фактических уровней в j -х точках стены; соответствующий результат свидетельствует о наличии другого достаточно виброактивного источника, возбуждающего стену №1, которым, по всей видимости, является вентилятор, устанавливаемый с внешней стороны стены;

-на частотах $f>100$ Гц суммарные уровни вибрации стены №1 определяются, в основном, колебаниями трубопроводов.

В результате проведённых измерений и выполненных расчётов был разработан комплекс следующих мероприятий антивибрационной защиты:

1. Ужесточение опорных кронштейнов нижнего и верхнего магистральных трубопроводов; установка под этими трубопроводами дополнительных опорных кронштейнов (рис. 1).

2. Виброразвязка магистральных трубопроводов от стен в местах их прохода через стены; рекомендованные узлы виброразвязки выполнялись из двух слоев: пластика и рыхловолокнистого теплоизоляционного материала (рис. 2).

3. Замена консольного фундамента для вентилятора на ферменную опорную конструкцию с повышенной жёсткостью (рис. 3).

4. Виброотключение стены №1 от пола с помощью реза в полу.

5. Установка массовых антивибраторов в местах наибольшей вибрации участков трубопроводов.

6. Проведение дополнительной центровки компрессоров с приводными электродвигателями и дополнительной балансировкой агрегатов.

Заключение

Требуемое снижение уровней вибрации стен, составляющее не менее 10 дБ, было достигнуто внедрением первых трёх мероприятий, указанных в главе 2. Внедрение последующих трёх мероприятий, описанных в главе 2, должно позволить получить дополнительное снижение уровней вибрации в нормируемом диапазоне частот.

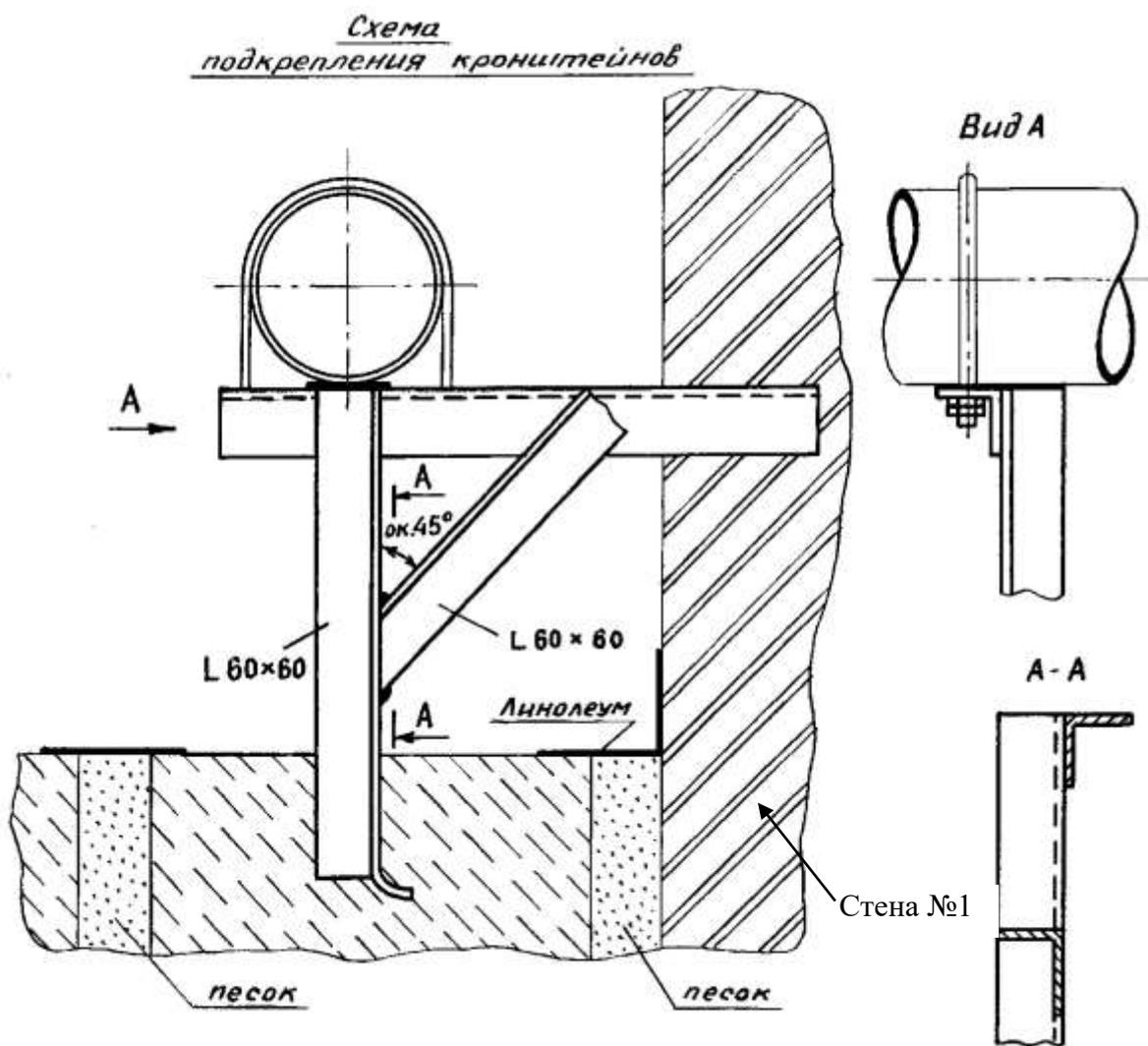


Рис. 1. Схема подкрепления опорных кронштейнов

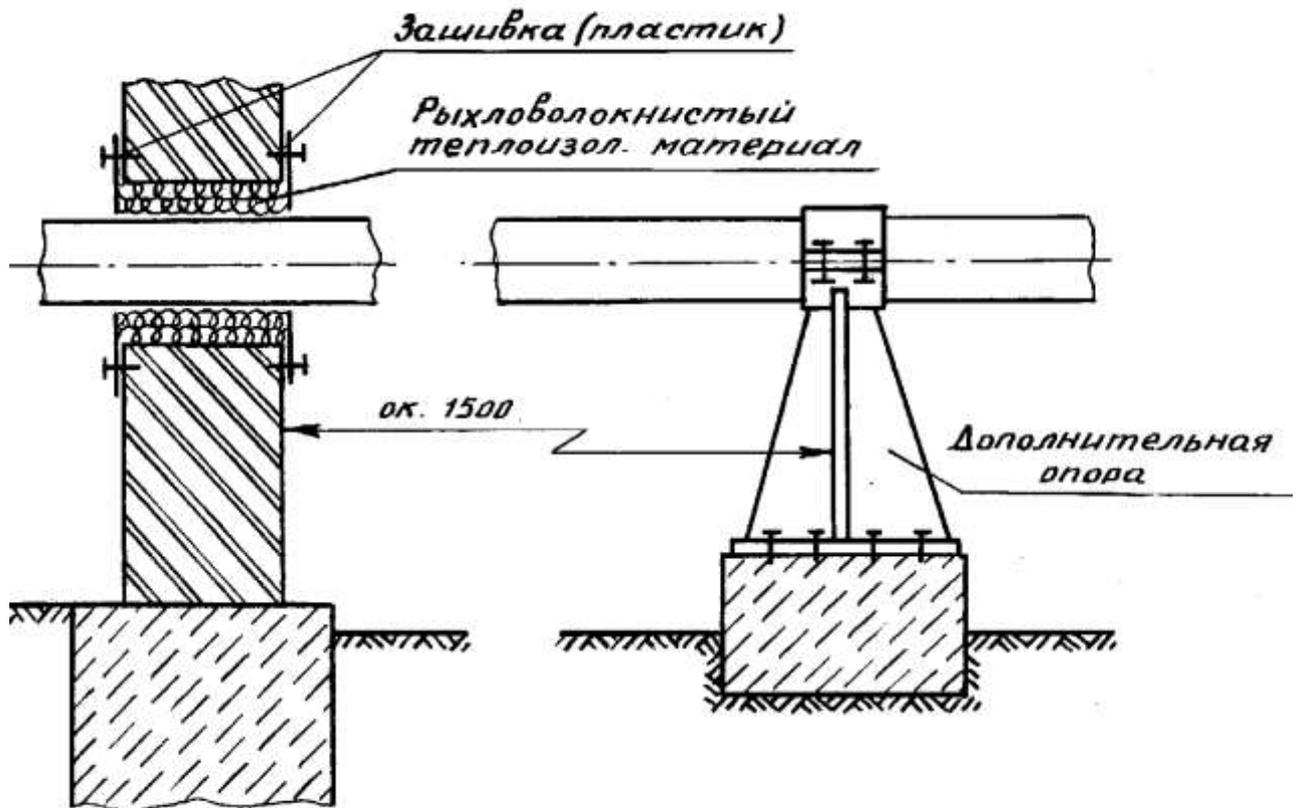


Рис. 2. Схема виброразвязки трубопроводов

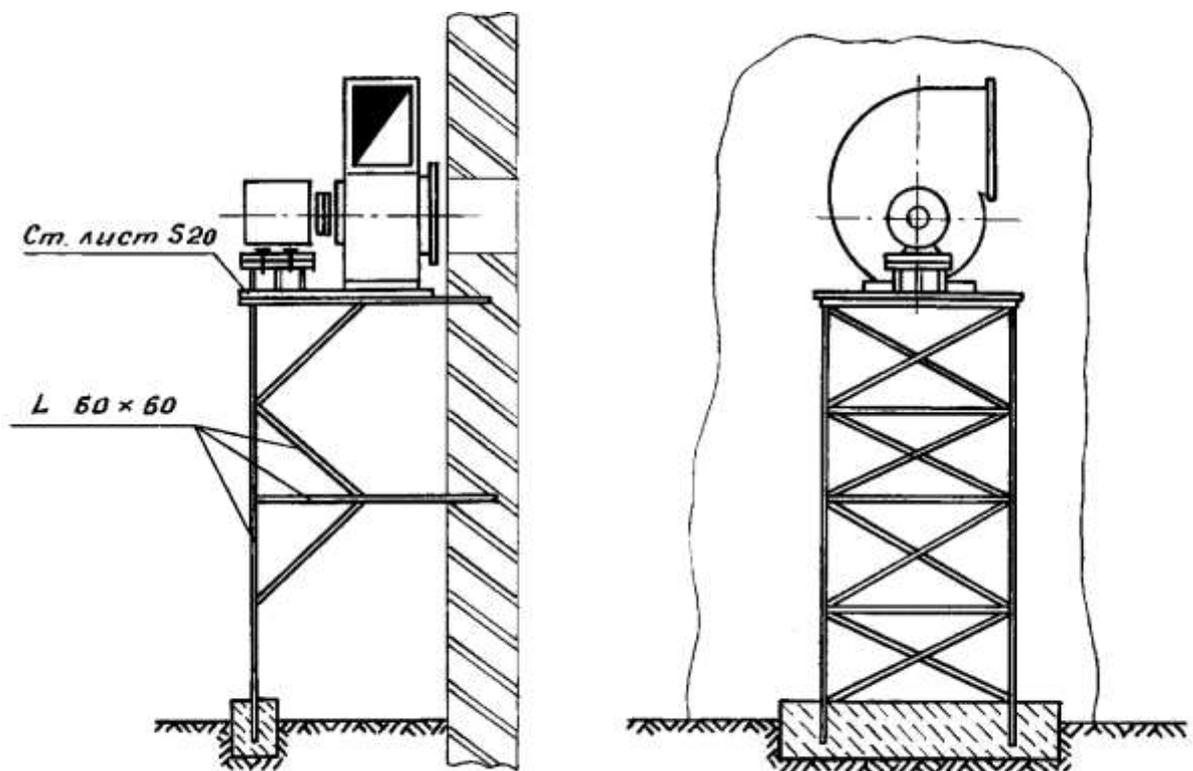


Рис. 3. Схема опорной конструкции для вентилятора

Список литературы

1. Кирпичников В. Ю., Дроздова Л. Ф., Яковлева Е. В. Исследование вибрационных и шумовых характеристик междуэтажного перекрытия жилого здания // Безопасность жизнедеятельности. – 2009. – №8. – С. 15-21
2. Кирпичников В.Ю. и Дроздова Л.Ф. Практика снижения шума от работы инженерно-технологического оборудования // «Защита населения от повышенного шумового воздействия»: Труды IV Всероссийской научн.-практ. конф. – СПб.: 2013 г. – С. 89-104.
3. Санитарные нормы СН 2.2.4/2.1.8.566-96 «Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий», Минздрав России, М., 1997.
4. Клюкин И.И. Борьба с шумом и звуковой вибрацией на судах. Издательство «Судостроение», Ленинград, 1971.

УДК 534.835.44, 534.835.462

OECD 02.01.FA, 01.03.AA

Особенности акустического расчёта систем вентиляции

Кобзарь Д.Д.¹, Вельбель А.М.², Олейников А.Ю.*³

¹ Магистрант, БГТУ «ВОЕНМЕХ» им Д.Ф. Устинова,

инженер-акустик завода «Арктос», г. Санкт – Петербург,

² Начальник акустического стенда завода «Арктос», г. Санкт-Петербург,

³ Доцент, к.т.н., БГТУ «ВОЕНМЕХ» им Д.Ф. Устинова, г. Санкт – Петербург

Аннотация

В статье рассмотрены проблемы, возникающие при акустическом расчёте и проектировании вентиляционных установок.

В данный момент отсутствуют надежные методики расчёта генерации шума на отдельных элементах, проектируемой вентиляционной системы (повороты под прямым углом, клапаны, резкое изменение сечения воздухопровода, разветвления и т.д.) Учёт генерации шума, на этих элементах, позволит определить перечень необходимых мероприятий для соответствия нормам. Экспериментально определена генерация шума при резком изменении сечения воздухопровода. Предложены рекомендации, позволяющие избежать дополнительной генерации шума.

Ключевые слова: вентиляция, воздухораспределители, акустика, вентиляционная система, звуковая мощность.

Special aspects of acoustic accounting of ventilation systems

*Kobzar D.D.¹, Velbel A.M.², Oleynik A.U.*³*

¹Master, BSTU «VOENMEH» named after D.F. Ustinov,

Acoustic engineer OOO “Arktos”, Saint Petersburg,

²Manager of acoustic facility in the factory «Arktos», Saint Petersburg,

³Senior lecturer, Doctor of Science at BSTU «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint Petersburg

Abstract

Problems, appearing in acoustic calculation and ventilation systems design, are taken in consideration in this paper. Reliable calculation procedures of noise generation on single elements of designed ventilation system (right angle turn, valves, abrupt change in air duct cross-section and its branching and etc.) are absent at present moment. Counting of noise generation on the mentioned above elements will give an opportunity to identify number of necessary actions to bring actual level of noise down to required sanitary standards. Experimentally noise generation was defined with abrupt change in air duct cross-section. Recommendations, that will help to avoid additional noise generation in designing ventilation systems, were offered.

Key words: *ventilation, air diffusers, acoustic, ventilation system, acoustic power.*

Введение

Шум, возникающий в элементах вентиляционных систем и распространяющийся по воздухопроводам, может представлять серьёзную проблему для людей, находящихся в помещениях, обслуживаемых вентиляционной системой.

Для того, чтобы оценить степень воздействия шума и его соответствие требованиям санитарных норм, необходимо руководствоваться ГОСТ 12.1.003-2014 [5] и провести акустический расчёт ожидаемых уровней шума на стадии проектирования данной вентиляционной системы, руководствуясь СНиП 23-03-2003 [1]. В противном

*E-mail: alexey.ole@gmail.com

случае вентиляционная установка не будет соответствовать стандартам безопасности и санитарным нормам, а, следовательно, непригодна для эксплуатации.

Методика расчёта, предложенная в руководстве по расчёту и проектированию шумоглушения вентиляционных установок [2], учитывает снижение шума на таких элементах вентиляционной системы, как повороты под прямым углом, клапаны, резкие изменения сечения воздуховода, его разветвление и т.д., но необходимо учитывать, что все отдельные элементы вентиляционной системы, как правило, являются одновременно устройствами как снижающими, так и генерирующими шум. А возможность определения генерации шума этими элементами, в вышеуказанной методике, отсутствует.

1. Проблемы проектирования вентиляционных систем, отвечающих санитарным нормам и требованиям

Снижение октавных уровней звуковой мощности ΔL_p , дБ, при изменении поперечного сечения воздуховода следует определять по формуле (1), в зависимости от частоты и размеров поперечного сечения воздуховодов, согласно руководству по расчету и проектированию шумоглушения вентиляционных установок [2]:

$$\Delta L_p = 10 \lg \frac{(m_n + 1)^2}{4m_n}, \quad (1)$$

где m_n – отношение площадей поперечных сечений воздуховода, равное

$$m_n = \frac{F_1}{F_2} \quad (2)$$

(F_1 и F_2 – площади поперечного сечения воздуховода соответственно до и после изменения сечения по пути распространения звука, м²).

В частности, резкое изменение сечения воздуховода с круглого диаметра 160 мм на прямоугольное сечение с размерами 600x100 мм приводит к снижению октавных уровней звуковой мощности на **1,3 дБ**.

Компания «Арктос» обладает современной акустической лабораторией и сертифицированной безэховой камерой. Это позволяет проводить измерения согласно ГОСТ 31273 [7], ГОСТ 51401 [8], ГОСТ (ИСО 7235:2003) [9].

Измерения, проводимые на акустическом стенде, показали, в частности, что фактический уровень звуковой мощности, генерируемый воздушным потоком в испытуемом воздуховоде ($d=160\text{мм}/ 600 \times 100 \text{ мм}$) будет равен **62 дБА**, что говорит об увеличении, а не снижении октавных уровней звуковой мощности.

Если проектировать вентиляционную систему, руководствуясь нормативно-техническими документами [1, 2], то к снижению шума приведет наличие большого числа поворотов воздуховода под прямым углом, но в действительности это решение может привести к генерации шума, т.к. происходит турбулизация воздушного потока при резком повороте воздуховода [6]. Турбулизация происходит на повороте под прямым углом вследствие резкого изменения профиля скоростей и перепада давления, что влечет за собой дополнительную генерацию шума. Генерируемый (собственный) шум – это шум, вызванный турбулентностью в компонентах системы воздуховодов, преграждающих или отклоняющих воздушный поток (например, отводах, переходах, клапанах, канальных шумоглушителях).

Методика, представленная в руководстве по расчёту и проектированию шумоглушения вентиляционных установок [2], позволяет определить уровень звуковой мощности вентилятора, излучаемой непосредственно в воздуховоды на всасывание и

нагнетание. В настоящее время эти данные получают экспериментальным путём и для каждого существующего типа вентиляторов характеристики получают индивидуально. Это происходит из-за того, что вентиляторы могут иметь различные конструктивные исполнения, а, соответственно, разные шумовые характеристики. Таким образом, результаты расчёта по методике [2] будут весьма далеки от истины в силу многообразия типов и особенностей исполнения вентиляторов.

Также в используемой методике [2] отсутствует упоминание о том, что суммарная эффективность установленных вплотную друг за другом нескольких глушителей шума будет меньше суммы их эффективностей. Между глушителями необходим разрыв не менее 4-5 калибров друг от друга, для выравнивания воздушного потока в вентиляционной системе [4]. Место установки глушителей шума в вентиляционной сети так же играет важную роль, поскольку в зависимости от места установки фактическая эффективность суммарного шумоглушения может иметь различное значение. Так, если вентилятор излучает шум со звуковой мощностью (в одной из октавных полос) 90 дБ, а эффективность глушителя в данной октавной полосе составляет 40 дБ, то на выходе глушителя получаем 50 дБ. Если далее в вентиляционной сети находятся устройства, генерирующие шум 60 дБ и более, то суммарный уровень шума, распространяющийся дальше по вентиляционной сети, будет определяться акустическими характеристиками этих устройств. В то время как при установке этого глушителя в конце вентиляционной сети, суммарный уровень шума будет определяться практически полностью, акустическими характеристиками вентилятора, соответственно, уровень шума после установки глушителя будет намного меньше.

2. Рекомендации по улучшению качества проектирования вентиляционных сетей

Пользуясь вышеупомянутой методикой, определить фактический уровень шума, излучаемого в вентилируемое помещение, невозможно. Единственная возможность – руководствоваться практическими знаниями технической акустики, осуществлять грамотное проектирование с точки зрения шумоглушения.

2.1. Общие рекомендации

Следует избегать дополнительной генерации шума и использовать элементы, приводящие к снижению шума (плавные повороты и их облицовка, установка шумоглушителей, плавные изменения сечения воздухопроводов и т.д.). Использование этих элементов зависит от требований, предъявляемых к определенному типу помещений в соответствии с нормами, приведенными в СНиП 23-03-2003 «Защита от шума» [1].

2.2. Прокладка воздухопроводов

Воздуховоды, поставляющие воздух в помещения с жесткими требованиями по шуму (палаты больниц, жилые комнаты квартир и т.д.) не рекомендуется прокладывать через шумные помещения.

2.3. Выбор воздухораспределительных устройств

Необходимо уделять внимание выбору воздухораспределителей, руководствуясь акустическими характеристиками изделий. При выборе воздухораспределителей следует учитывать, что этот элемент является конечным на пути подачи воздуха в помещение, соответственно, использование каких-либо

мероприятий по шумоглушению (помимо средств архитектурной акустики в самом помещении) здесь невозможно. Единственный вариант – это снижение скорости подаваемого в помещение воздуха с одновременным увеличением количества воздухораспределителей (для сохранения суммарного объёмного расхода). Как показали многочисленные экспериментальные исследования, у большинства воздухораспределителей излучаемая звуковая мощность пропорциональна шестой степени скорости (объёмного расхода) воздуха, проходящего через воздухораспределители. Так, добавление дополнительного воздухораспределителя (при той же скорости, т.е. при сохранении расхода) увеличит уровень звуковой мощности на 3 дБА, а снижение скорости вдвое уменьшит излучение, примерно на 18 дБА. То есть суммарный эффект составит 15 дБА.

2.4. Устройство поворотов воздуховодов

Следует избегать поворотов под прямым углом. При невозможности этого, использовать облицовку поворота или установку угловых глушителей. Так как на поворотах воздуховодов значительная часть энергии отражается обратно к источнику звука, в круглых каналах отражение меньше, чем в прямоугольных. Отражение может быть увеличено посредством звукопоглощающей облицовки стенок канала до и после поворота. Для эффективного затухания необходимо облицевать именно боковые стороны в плоскости поворота [2].

2.5. «Лучевой эффект»

Для помещений с жесткими акустическими требованиями рекомендуется установка на конечных участках воздуховода канальных глушителей малого диаметра, так как на высоких частотах длина волн много меньше поперечных размеров глушителя и концентрированный пучок звуковых волн проходит в центре глушителя без поглощения на более или менее длительном расстоянии («лучевой эффект») [3].

2.6. Оконечные устройства воздуховодов

Для снижения низкочастотных составляющих шума, для которых глушители, как правило, имеют низкую эффективность, рекомендуется использовать эффект отражения от открытого конца воздуховода, с этой целью использовать на конечных участках воздуховоды малых диаметров. В случае, когда воздух выходит в вентилируемое помещение через открытый конец воздуховода или вентиляционную решётку, при этом на выходе происходит отражение звука. Снижение уровней звуковой мощности зависит от частоты, поперечного сечения решётки или воздуховода и от расположения выходного отверстия относительно ограждений помещения.

Заключение

Таким образом, основной задачей проектирования является минимизация шума, распространяющегося по воздуховоду до уровней ниже излучаемых воздухораспределительными устройствами.

Отсутствие в существующих методиках акустического расчёта учета генерации шума на отдельных элементах вентиляционной системы приведёт к несоответствию расчётных значений с фактическими, а именно в значительной степени заниженным показателям уровня шума, что не даёт возможности определить перечень необходимых мероприятий для приведения фактических уровней шума к требуемым санитарным нормам. Также, при выборе воздухораспределительных устройств необходимо уделить

внимание производителю, применению качественных материалов, точности определения акустических показателей и характеристикам изготавливаемых изделий. К числу таких производителей можно отнести компании, имеющие аттестованную экспериментальную лабораторию или центр.

Список источников

1. СНиП 23-03-2003 «Защита от шума».
2. Руководство по расчету и проектированию шумоглушения вентиляционных установок. НИИСФ.М., Стройиздат, 1982.
3. Борьба с шумом на производстве. Справочник. / Под общ. ред. Е. Я. Юдина - М.: Машиностроение, 1985.
4. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Книга 1,2 Под редакцией Н.Н.Павлова и Ю.И.Шиллера. М. Стройиздат 1992.
5. ГОСТ 12.1.003-2014 «Система стандартов безопасности труда. Шум. Общие требования безопасности».
6. Защита от шума и вибраций в системах ОВК. Практическое руководство / Марк Шаффер; [пер. с англ.].-М.:АВОК-ПРЕСС, 2009.-215с. – 3000 экз.
7. ГОСТ 31273-2003 «Шум машин. Определение уровней звуковой мощности по звуковому давлению. Точные методы для заглушенных камер».
8. ГОСТ Р 51401-99 «Шум машин. Определение уровней звуковой мощности источников шума по звуковому давлению. Технический метод в существенно свободном звуковом поле над звукоотражающей плоскостью».
9. ГОСТ 28100-2007 (ИСО 7235:2003) «Акустика. Измерения лабораторные для заглушающих устройств, устанавливаемых в воздуховодах, и воздухораспределительного оборудования. Вносимые потери, потоковый шум и падение полного давления».

УДК 534.8.081.7

OECD 01.03.АА

Исследование транспортных шумозащитных экранов на опытном стенде

Шашурин А.Е.^{1*}, Семенов Н.Г.²¹К.т.н., доцент кафедры «Экология и безопасность жизнедеятельности»,
БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург²К.т.н., генеральный директор,
НАО «Анапское ДРСУ «Виразж», Краснодарский край, г. Анапа

Аннотация

Приведено подробное описание опытного стенда и методики измерения акустической эффективности при изменении высоты опытных шумозащитных экранов, изготовленных из алюминия и импрегнированной древесины, а также изменение положения точки измерений. Приведены результаты значений акустической эффективности для двух опытных экранов при изменении высоты от 1 м до 6 м, а также изменения высоты точки измерений от 1,5 м до 7 м и расстояния от экрана до точки измерений от 7,5 м до 100 м. Получена зависимость эффективности экранов от высоты в УЗ в виде параболы. Существенное значение для эффективности играет удвоение высоты (эффект 3-4 дБА). При увеличении высоты точки измерений эффективность экранов снижается, например, от 1,5 м до 7 м снижение составило 4 дБА. При увеличении расстояния при каждом его удвоении снижение эффективности около 1,5 дБА.

Ключевые слова: шум, шумозащитные экраны, опытный стенд, акустическая эффективность, высота экрана, расположение точки измерений.

Traffic noise barriers tests on the testing facility

Shashurin A.E.^{1*}, Semenov N.G.²,¹ PhD, Assistant Professor of Environment and Safety chair, Baltic State Technical University «VOENMEH»
named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia² PhD, CEO, GUP 'Anapskoe Dorozhnoe Remontno-Stroitelnoe Upravlenie 'Virazh',
Krasnodar region, Anapa, Russia

Abstract

A detailed description of the testing facility and methods of measuring the acoustic efficiency when changing the height of the experimental noise barriers made of aluminum and impregnated wood, as well as changing the position of the measuring point, is given. The resulting acoustic efficiency values for two test barriers when changing the height from 1 m to 6 m and changing the height of the measuring point from 1.5 m to 7 m and the distance from the barrier to the measuring point from 7.5 m to 100 m are presented. The barrier efficiency dependence from the height in SL in the form of a parabola is obtained. Doubling the height (the effect of 3-4 dBA) is essential for efficiency. When the height of the measuring point increases, the efficiency of the barriers decreases, for example, for the increase from 1.5 m to 7 m the decrease was by 4 dBA. By increasing the distance each time with the doubling, the efficiency decreases by about 1.5 dBA.

Key words: noise, noise barriers, testing facility, acoustic efficiency, barrier height, location of the measuring point.

Введение

Снижение акустического загрязнения в городах и населенных пунктах важная научно-техническая проблема. Наибольшее применение для снижения шума от средств

*E-mail: kb_iak@mail.ru (Шашурин А.Е.)

транспорта (автомобильного и железнодорожного) находят шумозащитные экраны (ШЭ) [1, 2, 3].

Важной характеристикой ШЭ является акустическая эффективность $\Delta L_{\text{экр}}$, которая определяется:

$$\Delta L_{\text{экр}} = L_{\text{рт(ти)}}^{\text{б/э}} - L_{\text{рт(ти)}}^{\text{с/э}}, \text{ дБ (дБА)} \quad (1)$$

где $L_{\text{рт(ти)}}^{\text{б/э}}$ – уровни звукового давления (уровни звука) в расчетной точке (РТ) или точке измерений (ТИ) без шумозащитного экрана, дБ, (дБА);

$L_{\text{рт(ти)}}^{\text{с/э}}$ – уровни звукового давления (уровни звука) в расчетной точке (РТ) или точке измерений (ТИ) с установленным шумозащитным экраном, дБ, (дБА).

Основными задачами при проектировании ШЭ является выбор высоты (наряду с длиной), а также установление его эффективности при изменении положения РТ (или ТИ). Получение этих зависимостей в натуральных условиях – важная задача, для решения которой был изготовлен опытный стенд.

1. Описание стенда и испытываемых конструкций, методика измерений

1.1. Испытание стенда

Для размещения стенда была подготовлена площадка размером 100x500 м свободная от растений и искусственных сооружений. Площадка представляла собой уплотненную земляную поверхность. В центре площадки были установлены стойки для сооружения опытных шумозащитных экранов из различных материалов. Общий вид стенда экрана в сборе представлен на рисунке 1.

В плане экран представлял П-образную конструкцию, где боковые свободные ребра были закрыты боковыми отгонами (рисунок 1).



Рис. 1. Общий вид установленного экрана

Длина фронтальной части экрана составила 48 м, длина боковых отгонов – 6 м, всего для монтажа экрана было установлено 16 стоек, расстояние между которыми составило 3 м. Высота стоек 6 м. В пространство между стойками устанавливались панели из различных материалов. Все измерения выполнялись только со стороны фронтальной части, боковые отгоны играли вспомогательную роль.

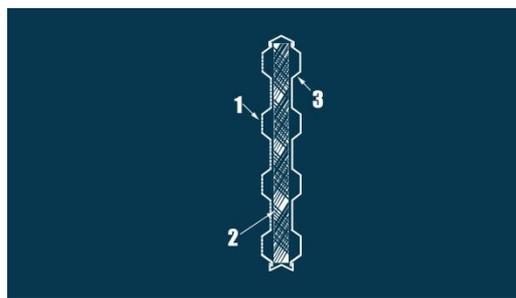
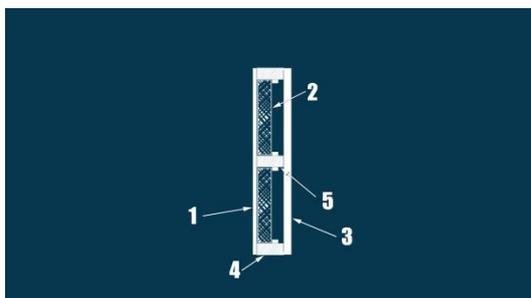
Стенд состоял из двух основных частей П-образного экрана и источника шума. Источник представлял собой передвижную компрессорную станцию (ПКС), подающую сжатый воздух в трубу с отверстиями длиной 20 м. Выходящий из отверстий воздух создавал высокоинтенсивный аэродинамический шум (рисунок 2).



Рис. 2. Источник шума

1.2. Испытываемые конструкции

Испытывались сборно-разборные экраны, изготовленные из импрегнированной древесины и из алюминия. Оба типа экранов набирались из отражающе-поглощающих панелей (рисунок 3). Общий вид экрана из алюминия и древесины показан соответственно на рисунках 4 и 5.



а) алюминиевая панель

б) панель из импрегнированной древесины

Рис. 3 Схемы панелей из алюминия (а) и из импрегнированной древесины (б):

1 – перфорированный лист, 2-3 – звукопоглощающий материал,

4 – звукопрозрачная сетка, 5 – импрегнированная древесина.



Рис. 4 Общий вид металлического ШЭ



Рис. 5. Общий вид деревянного ШЭ

Характеристики панелей испытываемых ШЭ приведены в таблице 1.

Таблица 1

Характеристики акустических панелей

Материал панели	Толщина панели, мм	Размеры, мм	Толщина основной звукоизолирующей части, мм	ЗПМ	Коэфф. перфорации
Импрегнированная древесина	120	1000* 2960	18	Минеральная вата	0,8
Алюминий	120	500* 2960	1,2	Минеральная вата	0,3

Отметим важное преимущество звукопоглощающих свойств панелей из древесины (коэффициент перфорации 0,8) по сравнению с алюминиевыми (коэффициент перфорации 0,3).

1.3. Измерение акустической эффективности экранов

Были проведены 3 серии измерений:

- в фиксированной точке на расстоянии 25 м от ШЭ при изменении его высоты от 1 м до 6 м (экран из импрегнированной древесины);
- в фиксированной точке на расстоянии 25 м от ШЭ из алюминиевых панелей (металлических) при изменении его высоты от 1 м до 6 м;
- в точках на расстоянии 7,5 м, 15 м, 25 м, 50 м и 100 м при фиксированной высоте экрана 3 м (рисунок 6).

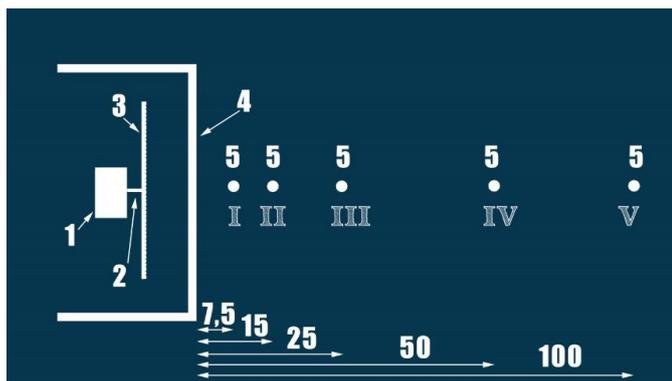


Рис. 6. Схема расположения измерительных точек для определения акустической эффективности шумозащитного экрана:

1 – компрессор, 2 – соединительный шланг, 3 – перфорированная труба, 4 – шумозащитный экран, 5 – точки измерений

Измерения в точках на расстоянии проводились одновременно при помощи стандартно установленных микрофонов (рисунок 7).



Рис. 7. Расположения измерительных точек для определения акустической эффективности шумозащитного экрана

2. Исследование транспортных экранов на опытном стенде

2.1. Исходные данные

В таблице 2 приведены данные измерений УЗД и УЗ на различных расстояниях от источника шума без установленного экрана.

Таблица 2

Измеренные УЗД и УЗ в контрольных точках без установленного экрана

Расстояние от условного экрана, м	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								УЗ, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
7,5	85	90	85	82	85	82	76	76	90
15	81	88	82	79	76	76	77	73	86
25	80	85	80	76	72	72	73	73	81
50	72	78	73	65	66	65	71	70	76
100	67	70	61	59	60	55	56	54	62

Приведённые в таблице 2 данные служили исходными для определения акустической эффективности испытываемых шумозащитных экранов.

2.2. Зависимость акустической эффективности экрана от высоты

В таблице 3 приведены измеренные УЗД и УЗ для опытных экранов из древесины, в таблице 4 – для опытных экранов из алюминия (на расстоянии 25 м).

Таблица 3

Измеренные значения УЗД и УЗ для опытного экрана из импрегнированной древесины в зависимости от высоты

Высота экрана, м	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								УЗ, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1	79	82	74	69	63	62	60	59	73
2	76	80	72	66	61	60	58	56	70
3	74	78	70	64	59	57	55	53	68
5	70	74	66	60	55	53	50	49	64
6	68	72	64	57	53	54	48	45	63

Таблица 4

Измеренные значения УЗД и УЗ для опытного экрана из алюминия в зависимости от высоты

Высота экрана, м	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								УЗ, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1	79	82	75	70	65	63	63	61	74
2	76	79	72	67	62	60	60	57	71
3	75	77	70	65	61	58	58	55	69
4	73	75	67	63	58	55	56	53	67
5	71	73	65	60	56	53	53	50	65
6	70	71	63	58	53	51	50	48	64

Вычисленные значения акустической эффективности опытных экранов приведены в таблице 5 и показаны на рисунках 8-10.

Таблица 5

Измеренные значения УЗД и УЗ для опытного экрана из алюминия разной высоты

Материал экрана	Высота условного экрана, м	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								УЗ, дБА
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Импрегнированная древесина	1	1	3	6	7	9	11	13	14	8
	2	4	5	8	10	11	13	15	17	11
	3	6	7	10	12	13	16	18	20	13
	5	10	11	14	16	17	20	23	24	17
	6	12	13	16	19	19	22	25	27	18
Алюминий	1	1	3	5	6	7	9	10	12	7
	2	4	6	8	9	10	12	13	16	10
	3	5	8	10	11	11	14	15	18	12
	4	7	10	13	13	14	17	17	20	14
	5	9	12	15	16	16	19	20	23	16
	6	10	14	17	18	19	21	23	25	17

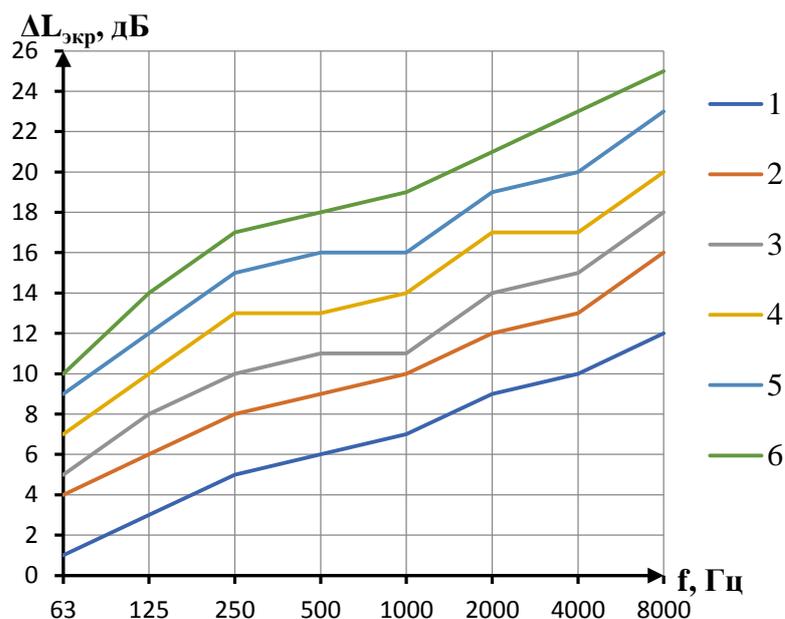


Рис. 8. Спектры акустической эффективности металлического шумозащитного экрана различной высоты (измерения на расстоянии 25 м):
1 – 1 м, 2 – 2 м, 3 – 3 м, 4 – 4 м, 5 – 5 м, 6 – 6 м

Отметим, что с увеличением высоты с 1 до 6 м эффективность экранов по спектру возрастает от 4 до 12 дБ во всём нормируемом диапазоне частот (рисунки 8, 9) и на 10 дБА (рисунок 10). При этом просматривается ряд закономерностей: с увеличением частоты эффективность экранов возрастает 1-3 дБ на октаву, в среднем при каждом удвоении частоты рост эффективности экрана составляет около 2 дБ.

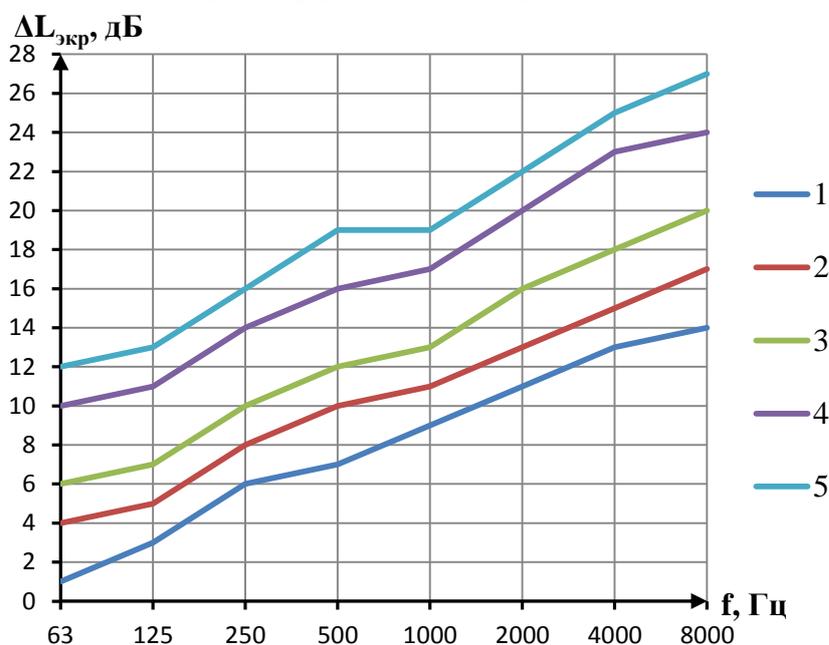


Рис. 9. Спектры акустической эффективности деревянного шумозащитного экрана различной высоты (измерения на расстоянии 25 м):
1 – 1 м, 2 – 2 м, 3 – 3 м, 4 – 4 м, 5 – 5 м

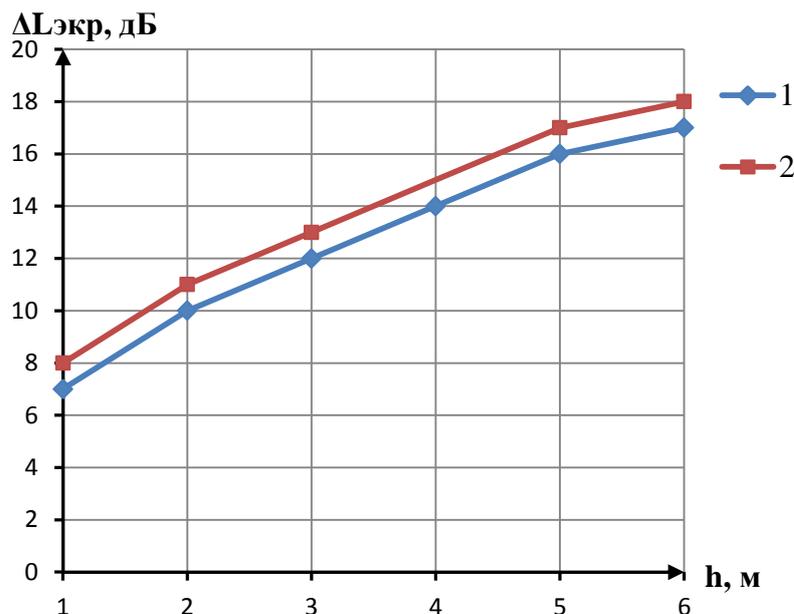


Рис. 10. Сравнительная эффективность шумозащитных экранов при изменении высоты, дБА (измерения на расстоянии 25 м):
1 – металлический, 2 – деревянный

Просматривается заметное увеличение УЗД при каждом удвоении высоты экрана (в основном увеличение 2-6 дБ). Заметно некоторое различие в эффективности (1-2 дБ): экраны из импрегнированной древесины более эффективны, чем из алюминия.

Ещё более заметны последние закономерности на графике (рисунок 10). При каждом удвоении высоты экрана эффективность возрастает от 3 до 5 дБА (в среднем на 4 дБА). Экраны из импрегнированной древесины на 1 дБА более эффективны, чем экраны из алюминия. При увеличении высоты от 5 до 6 м эффективность возрастает всего на 1 дБА. Отмеченная закономерность позволяет проектировщикам более обоснованно выбирать высоту экрана.

2.3. Связь эффективности экрана с расстоянием до точки измерений

В таблице 6 приведены значения УЗД и УЗ при измерениях металлического экрана высотой 3 м с изменением расстояния до ТИ.

Таблица 6

Измеренные УЗД и УЗ для металлического ШЭ экрана высотой 3 м при различных расстояниях до ТИ

Расстояние, м	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								УЗ, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
7,5	80	79	72	78	68	61	59	56	74
15	79	78	71	67	63	59	57	52	72
25	75	77	70	65	61	58	58	55	69
50	70	71	64	55	56	52	56	53	65
100	65	62	52	50	50	43	42	38	52

В таблице 7 приведены вычисленные значения акустической эффективности экрана на различных расстояниях. На рисунке 11 показано снижение УЗД за счёт дивергенции для расстояний от 7,5 до 100 м, а на рисунке 12 приведён график

снижения акустической эффективности экрана при увеличении расстояния за счёт снижения дифракции.

Таблица 7

Акустическая эффективность опытного экрана на различных расстояниях

Расстояние, м	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Эффективность, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
7,5	5	11	13	14	17	21	23	24	16
15	4	10	11	12	15	17	20	21	14
25	5	8	10	11	11	14	15	18	12
50	4	7	9	10	10	13	15	17	11
100	2	6	9	9	10	12	14	16	10

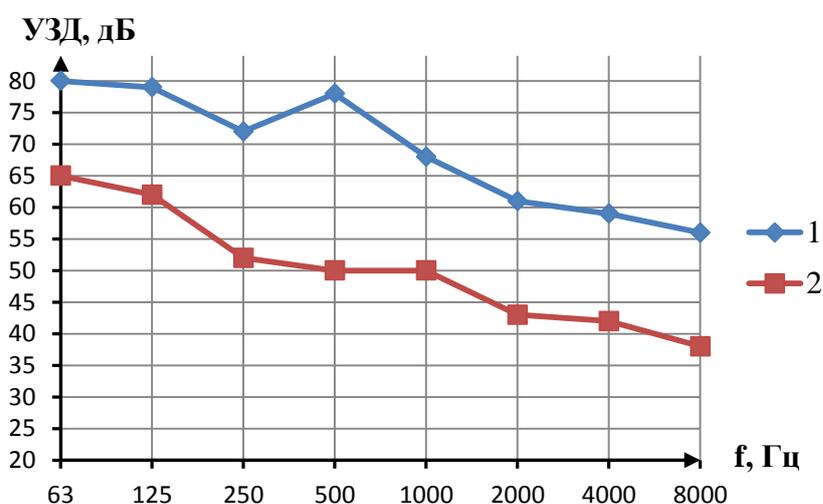


Рис. 11. Снижение УЗД при увеличении расстояния от металлического экрана высотой 3 м: 1 – 7,5 м, 2 – 100 м

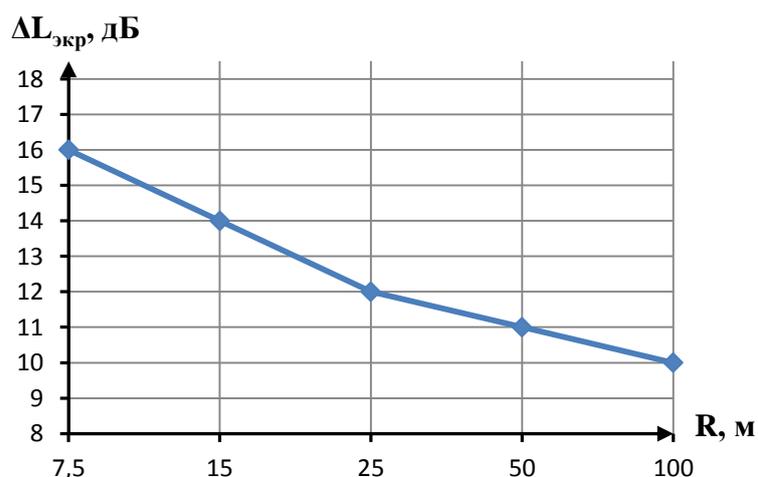


Рис. 12. Снижение акустической эффективности шумозащитного экрана высотой 3 м с увеличением расстояния R, м

Снижение УЗД с установленным экраном в нормируемом частотном диапазоне составило от 15 дБ до 20 дБ. На рисунке 11 наблюдается явно выраженное снижение акустической эффективности экрана с увеличением расстояния, которое по спектру составило от 3 до 5 дБ на низких частотах и от 5 до 11 дБ в средне-высотно-частотном диапазоне. Более наглядно это проявляется при измерениях в дБА. Снижение эффективности при почти 4-х удвоениях расстояния составило 6 дБА (рисунок 12), приблизительно по 1,5 дБА при каждом удвоении.

Заключение

Создан уникальный опытный стенд для испытаний транспортных экранов в условиях близких к реальным. Выполнены измерения акустической эффективности экранов, которые показали:

- связь акустической эффективности с высотой экрана имеет сложный нелинейный характер, в значительной мере сказывается только удвоение высоты (увеличение эффективности на 3-4 дБА), эффективность имеет частотно-зависимый характер с наклоном спектра 2дБ/октаву;
- с увеличением расстояния эффективность ШЭ снижается приблизительно на 1,5 дБА при каждом удвоении;
- ШЭ из импрегнированной древесины на 1-3 дБ более эффективен, чем металлические за счет более лучшего звукопоглощения.

Список литературы

1. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник/ Н.И. Иванов. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Логос, 2013. –432 с.
2. Иванов Н.И. Защита от шума и вибрации. – Издательство «НИЦ АРТ», 2017. –268 с.
3. ГОСТ Р 51943-2002. Экраны акустические для защиты от шума транспорта. Методы экспериментальной оценки эффективности - Введен. 2002-10-02. -М.: Госстандарт России, 2002.



Балтийский государственный технический университет "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф.Устинова

Балтийский государственный технический университет "ВОЕНМЕХ" является ярким представителем инженерной школы России, сумевшим сохранить и приумножить достижения отечественного и мирового инженерно-технического образования.

ВУЗ был образован приказом по Народному Комиссариату тяжелой промышленности СССР от 26 февраля 1932 г. № 109 как Ленинградский военно-механический институт. Здесь осуществлялась подготовка рабочих средней квалификации с инженерным образованием, углубленным в узкую заводскую специальность (механиков и теплотехников).

БГТУ "ВОЕНМЕХ" сегодня — это почти 2000 преподавателей и работников учебно-вспомогательного персонала, более 5000 студентов.

Традиции "ВОЕНМЕХ" и продолжающееся тесное сотрудничество с высокотехнологичными предприятиями позволяют успешно вести подготовку инженеров, бакалавров и магистров для ведущих предприятий оборонно-промышленного комплекса. БГТУ "ВОЕНМЕХ" — участник многих региональных и городских программ по целевой подготовке, закреплению и переподготовке кадров для промышленного производства, в том числе авиационно-космических и электронно-приборостроительных предприятий страны.

Ректор БГТУ: Иванов Константин Михайлович, доктор технических наук, профессор.

Кафедра "Экология и безопасность жизнедеятельности"

Иванов Николай Игоревич — заведующий кафедрой "Экология и безопасность жизнедеятельности" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова, председатель диссертационного совета, доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки Российской Федерации. Автор свыше 400 научных трудов, в том числе около 10 учебников, справочников и монографий. Основные результаты научных исследований докладывал на международных конгрессах в Австралии, Австрии, Венгрии, Германии, Дании, Италии, Канаде, Китае, Нидерландах, Польше, Португалии, США, Финляндии, Швейцарии, Швеции и других странах.

Кафедра подготавливает специалистов по направлениям:

Бакалавр - Безопасность технологических процессов и производств

Магистр - Инженерная защита окружающей среды

Диссертационный совет Д 212.010.01

01.04.06 - Акустика

05.26.01 - Охрана труда (в машиностроении)

В диссертационном совете по специальности "Акустика" защищено 15 кандидатских диссертаций, 4 докторских, по специальности "Охрана труда" — 2 кандидатских и 2 докторских диссертаций.

Одной из ценностей кафедры является Международная акустическая библиотека им. Сэра Джеймса Лайтхила, которая была образована в 1998 году и насчитывает свыше 5000 единиц хранения в виде журналов, книг, справочников, трудов конгресса.



ООО "Институт акустических конструкций"

ООО "Институт акустических конструкций" занимается разработкой шумозащитных мероприятий более 10 лет.

Организационная структура предприятия:

- отдел акустики;
- отдел проектирования;
- испытательная лаборатория, аккредитованная на измерения физических факторов;
- отдел строительства;
- отдел научных исследований и разработок;
- отдел внедрения;
- планово-экономический отдел.

За годы работы организацией запроектировано большое количество шумозащитных конструкций в различных регионах России (на скоростных автомагистралях, мостах, железных дорогах, эстакадах), в том числе и на таких масштабных объектах, как Кольцевая автодорога и Западный Скоростной диаметр в Санкт-Петербурге, объектах олимпийского Сочи и Республики Крым, реконструкции федеральных автодорог М-8 "Холмогоры", М-4 "Дон" и др. Организацией выполняются проектно-изыскательские работы по проектированию шумозащиты на первой в России Высокоскоростной железнодорожной магистрали "Москва-Казань". Силами испытательной лаборатории осуществляются акустические исследования, отделами акустики и проектирования разрабатываются шумозащитные мероприятия на промышленных, энергетических, культурных и оздоровительных объектах нашей страны. Производство, организованное на базе предприятия, позволяет выпускать любые шумозащитные конструкции, отвечающие всем требованиям государственных стандартов, а опытный персонал в кратчайшие сроки производит сборку и монтаж.

"Наша компания обладает мощными научным и проектным подразделениями с современной технической и интеллектуальной базой, позволяющими выполнять проекты по шумозащите любой сложности от идеи до воплощения. В своей деятельности мы опираемся на лучшие традиции, сочетая их с передовыми технологиями и стараемся сделать наш окружающий мир тише"

Александр Шашурин
Зам. генерального директора

Сетевой Научный Журнал "Noise Theory and Practice"

ООО "Институт акустических конструкций"
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 в режиме on-line и представлен в открытом доступе с возможностью сохранения в формате pdf.

Материалы Журнала индексируются в наукометрических базах Российского Индекса Научного Цитирования (РИНЦ), Google Scholar. Журнал включен в научную электронную библиотеку "КиберЛенинка"

