

ISSN 2412-8627

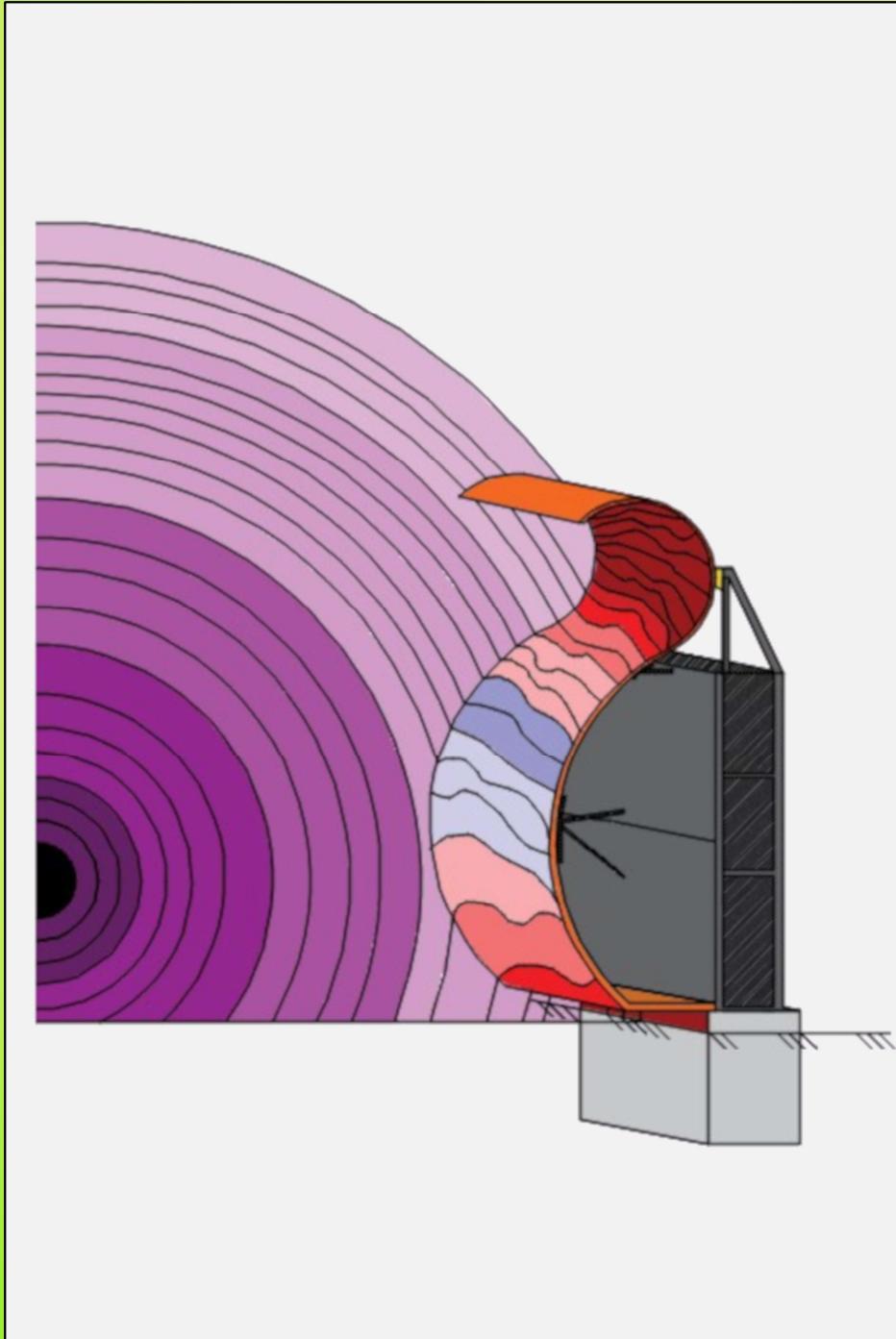
Vol. 8 No. 1

(12+)

Noise

Theory and Practice

Scientific Journal



I
2022

Acoustic Design Institute

Редакционная коллегия

Главный редактор

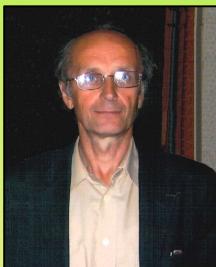
Иванов Николай Игоревич



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

Члены редакционной коллегии

Шашурина Александр Евгеньевич



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

Элеонора Карлетти



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

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)

Серджио Луцци



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

Тупов Владимир Борисович



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

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)

Редакционная коллегия

2

Буторина Марина Вадимовна



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

Тюрина Наталья Васильевна



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

Рассошенко Юлия Сергеевна



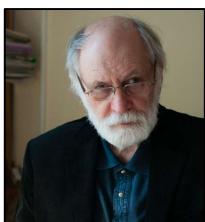
Кандидат технических наук,
доцент кафедры "Экология и
производственная безопасность"
Балтийского государственного
технического университета
"ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова
(г. Санкт-Петербург, РФ)

Дэвид Копли



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

Емельянов Владислав Николаевич



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

Элькин Юрий Иосифович



Доктор технических наук,
профессор кафедры
«Техносферная безопасность»
Московского
автомобильно-дорожного
государственного технического
университета (МАДИ)
(г. Москва, РФ)

Editorial Board

3

Editor-in-chief

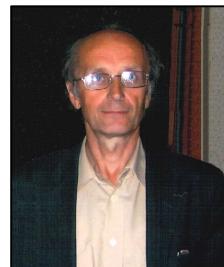
Nickolay Ivanov



Doctor of Engineering Science,
Professor of the Department of
Ecology and Industrial 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 Kurzhev



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

Members of the Editorial Board

Aleksandr Shashurin



Doctor of Engineering Science, Dean of
the E faculty 'Weapons and weapons
systems', Professor, Head of the
Department of Ecology and Industrial
Safety, Leading Researcher of the
Scientific Research Unit 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)

Editorial Board

4

Marina Butorina



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

Natalya Tyurina



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

Iuliia Rassoshenko



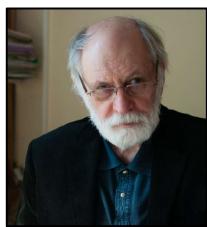
Ph.D. of Engineering Science, Senior
Researcher of the Scientific Research
Unit, Assistant Professor of the
Department of Ecology and Industrial
Safety of the Baltic State Technical
University 'VOENMEH' named after
D.F. Ustinov
(St. Petersburg, Russia)

David Copley



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

Vladislav Emelyanov



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

Yuri Elkin



Doctor of Engineering Science,
Professor of the Department of
Technosphere Safety, Moscow
Automobile and Road Construction
State Technical University (MADI),
(Moscow, Russia)

Научный журнал

Том 8 №1

Учредитель

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

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

выпускается с 2015 г.

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

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

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

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

+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com

e-mail: issues@noisetp.com

Ответственный секретарь

Никитенко А.А..

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

Свидетельство

ЭЛ № ФС 77-74057

Содержание

Клещковски Т.

АНГЛ

Изгибные колебания неоднородных консольных балок, наблюдаемые в экспериментальных исследованиях динамики флереты (рапиры), шпаги и сабли

стр. 7-16

Романов Н.В., Пегин П.А.

РУС

Современные конструкции шумозащитных экранов

стр. 17-28

**Кирпичников В.Ю., Сятковский А.И.,
Шашурин А.Е., Кудаев А.В.**

РУС

Экспериментальные исследования эффективности вибропоглощающего покрытия с металлическим армирующим слоем различной толщины

стр. 29-34

Пименов И.К., Кузнецова А.Д.

РУС

Выявление и устранение причин низкочастотных колебаний плиты плавающего пола машинного отделения

стр. 35-44

**Заплетников И.Н., Гордиенко А.В.,
Еременко Д. О., Захаров А. Ю.**

РУС

Шумовые и вибрационные параметры блендера

МАСАР Р100 С13 при обработке жидких пищевых продуктов

стр. 45-52

Гусева А.А.

РУС

Разработка организационно-технических мероприятий, направленных на борьбу с шумовым воздействием на рабочем месте водителя погрузчика

стр. 53-60

Борцова С.С.

РУС

Стоймостная оценка шумозащитной конструкции

стр. 61-71

Scientific Journal

Vol. 7 No. 5

The founder

Limited liability company 'Acoustic Design Institute' (LLC 'ADI')
in cooperation with Baltic State Technical University 'VOENMEH'
named after D. F. Ustinov

**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 of the department of
Ecology and Industrial Safety
of the Baltic State Technical
University 'VOENMEH'
named after D. F. Ustinov, the
founder of the transport acoustics
in Russia.

'Noise Theory and Practice'
is devoted to the fundamental
problems in the field of
vibroacoustics and accepts papers
in the following areas:
- 29.00.00 Physics
- 29.37.00 Acoustics
- 43.00.00 General and complex
issues of natural and exact sciences
- 87.00.00 Environmental protection.
Human ecology.

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

**Location address of the Editorial
office**

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

+7 (812) 495-77-97

www.noisetp.com

e-mail: issues@noisetp.com

Executive Secretary

Nikitenko Anna

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

The certificate of registration

ЭЛ № ФС 77-74057

Contents

Kletschkowski T.

ENG

Flexural Vibrations of Non-Uniform Cantilever
Beams Observed in Experimental Investigations
on the Dynamics of Fleuret, Épée and Sabre

pp. 7-16

Romanov N.V., Pegin P.A.

RUS

Modern designs of noise-proof screens

pp. 17-28

**Kirpichnikov V.Yu., Syatkovsky A.I.,
Shashurin A.E., Kudaev A.V.**

RUS

Experimental studies of the effectiveness of a vibration-absorbing
coating with a metal reinforcing layer of various thickness

pp. 29-34

Pimenov I.K., Kuznetsova A.D.

RUS

Identification and elimination of the causes of low-frequency
vibrations of the floating floor plate of the engine room

pp. 35-44

**Zapletnikov I.N., Gordienko A.V.,
Eremenko D.O., Zaharov A.U.**

RUS

Noise and vibration parameters of the MACAP P100 C13
blender when processing liquid food

pp. 45-52

Guseva A. A.

RUS

Development of organizational and technical measures aimed at
combating noise exposure at the workplace of the loader driver

pp. 53-60

Bortsova S.S.

RUS

Cost estimation of noise protection structures

pp. 61-71

UDC: 534-16

OECD: 01.03.AA

Flexural Vibrations of Non-Uniform Cantilever Beams Observed in Experimental Investigations on the Dynamics of Fleuret, Épée and Sabre

Kletschkowski T.

Prof. Dr.-Ing habil., Departament for Automotive and Aeronautical Engineering,
University of Applied Sciences Hamburg, Hamburg, Germany

Abstract

Numerical and experimental investigations of non-uniform beams under static as well as under dynamic loads are required in many engineering applications. However, this topic is also relevant in sports. In particular the mechanical model of a non-uniform cantilever beam could be useful to analyze the dynamical behavior of the blades used for the weapons of the Olympic fencing competitions. These sporting arms are known as fleuret, épée and sabre. They can be compared in weight and length, but differ significantly in the design of the individual cross-section. However, especially excellent athletes such as Alexander Anatoljewitsch Romankow, Philippe Riboud or Anja Fichtel are able to perform fencing on a high level even if they have to use a weapon that differs from the favorite one. For this reason it is interesting to compare basic dynamic properties of these special sport equipment. Therefore, this paper presents novel results that describe the dynamics of fleuret, épée and sabre using the results of simple experiments. It is (only) aimed (i) to highlight basic phenomena, (ii) to compare the results, and (iii) to reflect the findings with the (non-professional) experience of the author in practicing his sport as athlete and coach.

Keywords: structural dynamics, non-uniform beam, experimental investigation, sporting arms.

Изгибные колебания неоднородной консольной балки, наблюдаемые при экспериментальных исследованиях динамики флереты (рапиры), шпаги и сабли

Клещковски Т.

Д.т.н.(хабилитированный доктор), профессор, кафедра «Автомобильная и авиационная техника»,
Гамбургский университет прикладных наук, г. Гамбург, Германия

Аннотация

Численные и экспериментальные исследования неоднородных балок как при статических, так и при динамических нагрузках требуются во многих инженерных применениях. Однако эта тема актуальна и в спорте. В частности, механическая модель неоднородной консольной балки может быть полезна для анализа динамического поведения лезвий, используемых для оружия олимпийских соревнований по фехтованию. Это спортивное оружие известно как флерет, шпага и сабля. Их можно сравнить по весу и длине, но они существенно отличаются конструкцией отдельного поперечного сечения. Однако особенно отличные спортсмены, такие как Александр Анатольевич Романков, Филипп Рибу или Аня Фихтель, способны выполнять фехтование на высоком уровне, даже если им приходится использовать оружие, которое отличается от любимого. По этой причине интересно сравнить основные динамические свойства

этих специальных спортивных снарядов. Поэтому в данной статье представлены новые результаты, описывающие динамику флереты, шпаги и сабли с использованием результатов простых экспериментов. Это (только) направлено на то, чтобы (i) выделить основные явления, (ii) сравнить результаты и (iii) отразить полученные результаты с (непрофессиональным) опытом автора в занятиях спортом в качестве спортсмена и тренера.

Ключевые слова: структурная динамика, неоднородная балка, экспериментальное исследование, спортивное оружие.

Introduction

From the engineering point of view the blades of the sporting arms fleuret, épée and sabre, compare figure 1, can be understood as cantilever beams with non-uniform cross section. The latter changes significantly from the mounting (close to the holder) to the top. All different blades are flexible in horizontal as well as in vertical direction. However, it is not identical. Fleuret and épée are designed to hit the vest of the opponent with the tip of the blade (followed by elastic or in many cases also in-elastic buckling), the sabre is used strike in order to set a touché. Therefore, fleuret and épée are more flexible in the vertical direction compared to the horizontal direction. The opposite is true for the sabre that need to be stiffer in the vertical direction.



Fig. 1. Fleuret (top), épée (middle) and sabre (bottom) analyzed in the experiments

Structural elements showing similar properties are well documented in literature. Basic and advanced principles of structural dynamics have been described in detail by Timoshenko [1] – a relevant starting point for all engineers working in structural dynamics. A simplified analytical model for vibrations of non-uniform flexural beams with viscoelastic properties has been proposed in [2]. Closed-form solutions for axially functionally graded Timoshenko beams having uniform cross-section are discussed in [3]. Isotropic beams with continuously changing cross-section have been studied in [4], providing solutions for clamped-clamped as well as for simply supported boundaries at both ends.

Free vibrations of non-uniform cross-section and axially functionally graded Euler-Bernoulli beams considering various boundary conditions using the differential transformation method to derive the solution have been discussed in [5]. A higher order continuum theory,

which contains higher-order equilibrium relation for moments of couple stress in addition to well-known classical equilibrium relations for forces and moments of forces and only one additional material length scale parameter has been applied to analyse the vibrational behaviour of axially functionally graded tapered microbeams using the Rayleigh–Ritz method to obtain numerical solutions [6]. Modal characteristics of a rectangular beam having a variable cross-section with multiple cracks has been discussed in [7] considering different temperatures. The finite element method has been applied in [8] to calculate both natural frequencies and modal shapes of so called multistep nonuniform beams.

The references cited above are focussed on mathematical modelling as well as on numerical evaluation of the derived models. However, it is also possible to find references that combine theoretical and experimental work related to the scope of the present paper. Numerical and experimental investigations of a cantilever beam structure considering nonlinearities in geometry have been reported in [9]. The static deflection of initially curved beams, having a shape that can be compared to the shape of fleuret, épée and sabre, has been discussed in [10]. The dynamical behaviour of a non-uniform beam considering a transversely and axially eccentric tip mass (especially interesting for fleuret and épée) has been analysed in [11].

It turns out that all these excellent references cannot directly be used to highlight basic phenomena known from fencing with fleuret, épée and sabre. The theories applied in the theoretical work are sophisticated, closed-form solutions for clamped-free boundary conditions are not easy to derive and numerical tools such as the finite element method have to be applied to solve many of the proposed models. Furthermore, experimental data obtained from vibration measurements that can be used to characterize the dynamics of the sporting arms are still missing in literature. For this reason, the present paper proposes an approach that combines the classical theory of Euler-Bernoulli applied to cantilever beams with novel experimental results characterizing the flexural vibration observed for fleuret, épée and sabre performing simple experiments. Because of the experimental approach, it is not necessary to apply a sophisticated mathematical model. However, the findings presented in this paper are relevant as benchmark for numerical investigations or for the validation of numerical models.

1. Short Comments on Structural Dynamics

In order just to connect the experimental investigations with the principles of structural dynamics, it is sufficient to apply the classical theory of Euler-Bernoulli for a uniform beam. Following this approach it is, if necessary, at least possible to prove that natural frequencies determined in the experiments have been determined in the “corrected” frequency range. This, compared to some of the references, simple approach, is based on the equation of motion, compare equation (1), in which w is the depending variable representing the displacement-field that depends on time and space. The bending stiffness is represented by EI . ρ is the density of the material and A is the cross section.

$$\rho A \cdot \ddot{w} + [EI \cdot w'']'' = 0, \quad (1)$$

To model a cantilever beam it is necessary to formulate proper boundary conditions, compare equation (2), in which L is the length of the beam and t is the time.

$$\begin{aligned} w(0,t) &= 0, & w'(0,t) &= 0, \\ w''(L,t) &= 0, & w'''(L,t) &= 0, \end{aligned} \quad (2)$$

Following the principles of structural dynamics, compare [1], the closed-form solution for the natural frequency reads

$$f_{0i} = \frac{(\lambda_i L)^2}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{EI}{\rho A \cdot L^4}}. \quad (3)$$

Table 1 contains the normalized eigenvalues λ, L of the first three eigenmodes. These values have been found considering constant distribution of mass (ρA) and bending stiffness (EI).

Table 1
Normalized eigenvalues of cantilever Beams

	Number of eigenvalue		
	1	2	3
λ, L	1.8751	4.6941	10.996

Considering the arithmetic mean of the cross section areas listed in table 2 as well as typical values for Young's modulus $1.8e5$ N/mm² and density 8.0 g/cm³ (maraging steel), it is possible to calculate estimates for the first three natural frequencies for fleuret, épée and sabre according to vertical deflections. These estimates are given in table 3. They will later on be used to verify the experimental results.

Table 2
Cross sections at different positions (width x height)

W x H	Position		
	Mounting	Middle	Top
Fleuret	7 x 12	3 x 4	3 x 2
Épée	20 x 9	7 x 4	6 x 4
Sabre	7 x 18	3 x 6	2 x 5

Table 3
Numerical estimates for natural frequencies

f_0 / Hz	Number of natural frequency		
	1	2	3
Fleuret	5.0	31.5	88.0
Épée	4.9	30.5	85.4
Sabre	8.4	52.6	147.3

2. Experimental Investigations

In order to determine time-dependent as well as frequency dependent dynamic properties all sport arms have been analyzed. The kind of mounting is shown in figure 2 using the example of the fleuret. A typical piezo-electric sensor mounted on the blade has been used for the measurements. Vertical and horizontal vibrations have been determined subsequently by changing the mounting position with a rotation of 90° . Impulse input as well as step input have been used to excite the vibrations. To realize the impulse input, the blade has been hit by another blade in the middle of the blade. This can be compared to the situation in

the competition. The step input (with a magnitude of several centimeter) has been realized manually by imposing a deflection at the tip of the blade. In both situations it has been assured that non-linear effects have been omitted. All measurements have been recorded using a sampling rate of 44.1 kHz to obtain a high frequency resolution.



Fig. 2. Mounting of test objects before measurement (shown via the example for the fleuret)

For épée and sabre the impulse response and the step response is shown in figure 3. It can be found that the impulse response decreases in a very short period of time. Due to the kind of excitation, the step response seems to be dominated by the first bending modes. This can clearly be observed for the sabre, compare figure 3 (right).

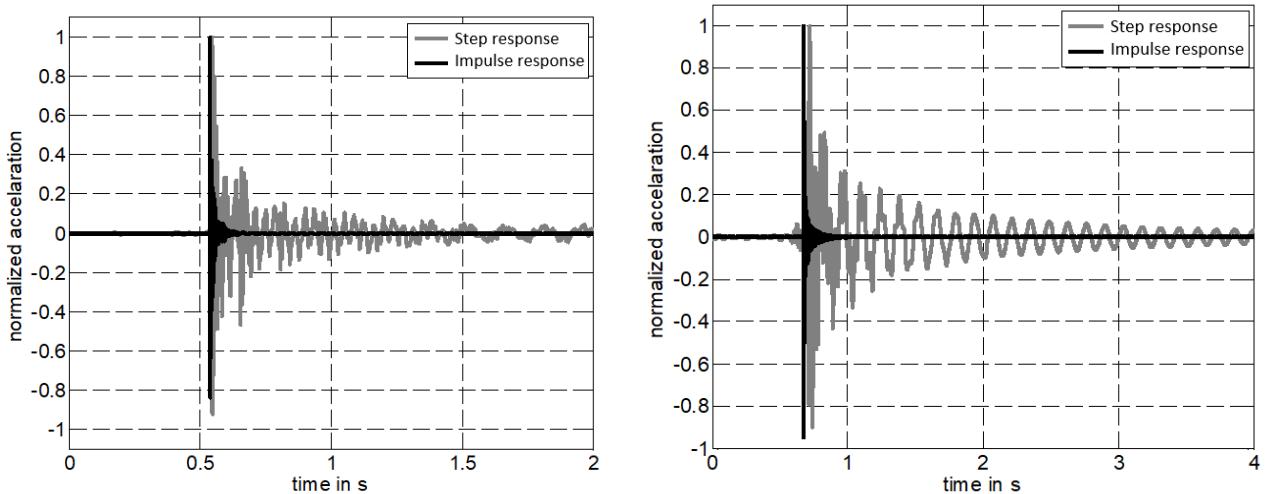


Fig. 3. Free vibration of épée (left) and sabre (right). Impulse response (black line), Step response (gray line)

In order to estimate the decay time T_{60} , the time-dependent behaviour has also been analyzed using a logarithmic scale as shown in figure 4. It has been found that the decay time varies between 0.2 s and 0.3 s. This relatively short time periods are essential for the referee that has to analyze the fight in order to decide who is allowed to set a point because of a successful attack or (alternatively) due to a successful riposte.

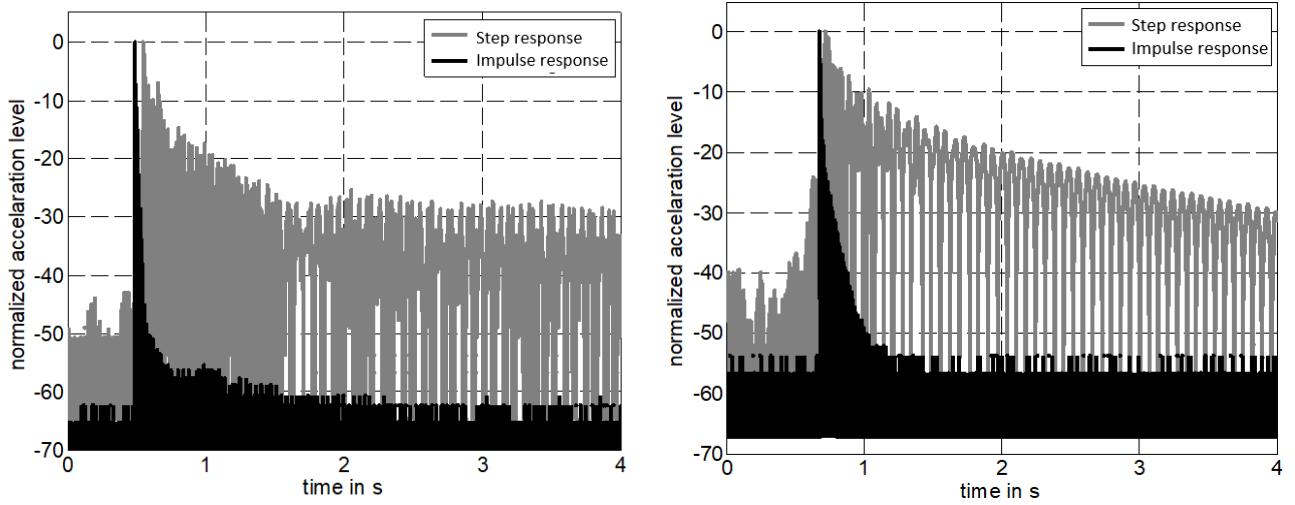
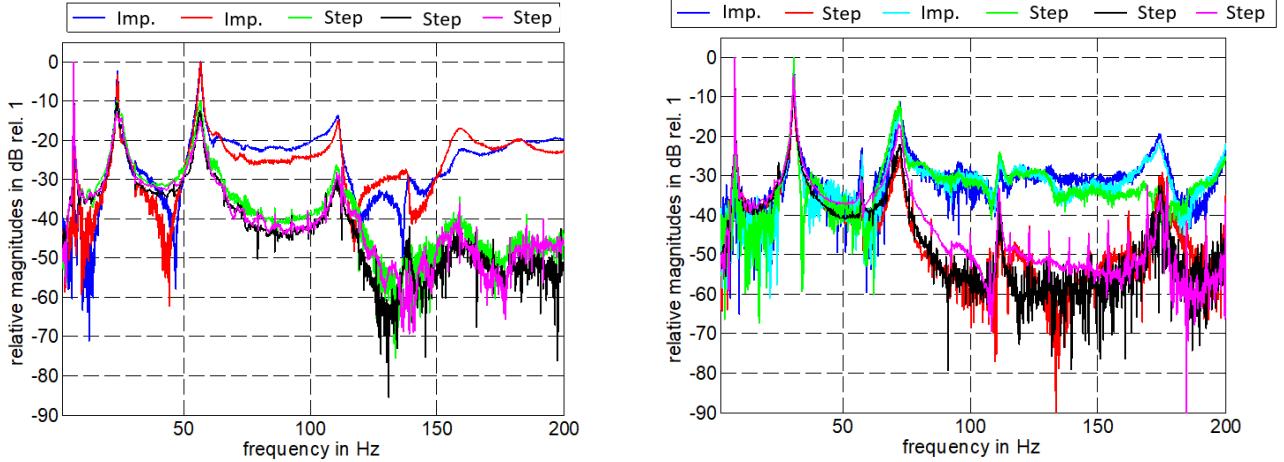


Fig. 4. Decay of acceleration lever for épée (left) and sabre (right). Impulse response (black line), Step response (gray line)

The frequency-dependent behavior is shown in figure 5. It contains the Fourier transforms of several measurements performed for fleuret, épée and sabre without additional filtering. For this reason the effect of higher frequencies can be detected in all curves. However, the results shown in this figure proof that the basic dynamic phenomena can be reproduced even if such a simple test procedure is used.



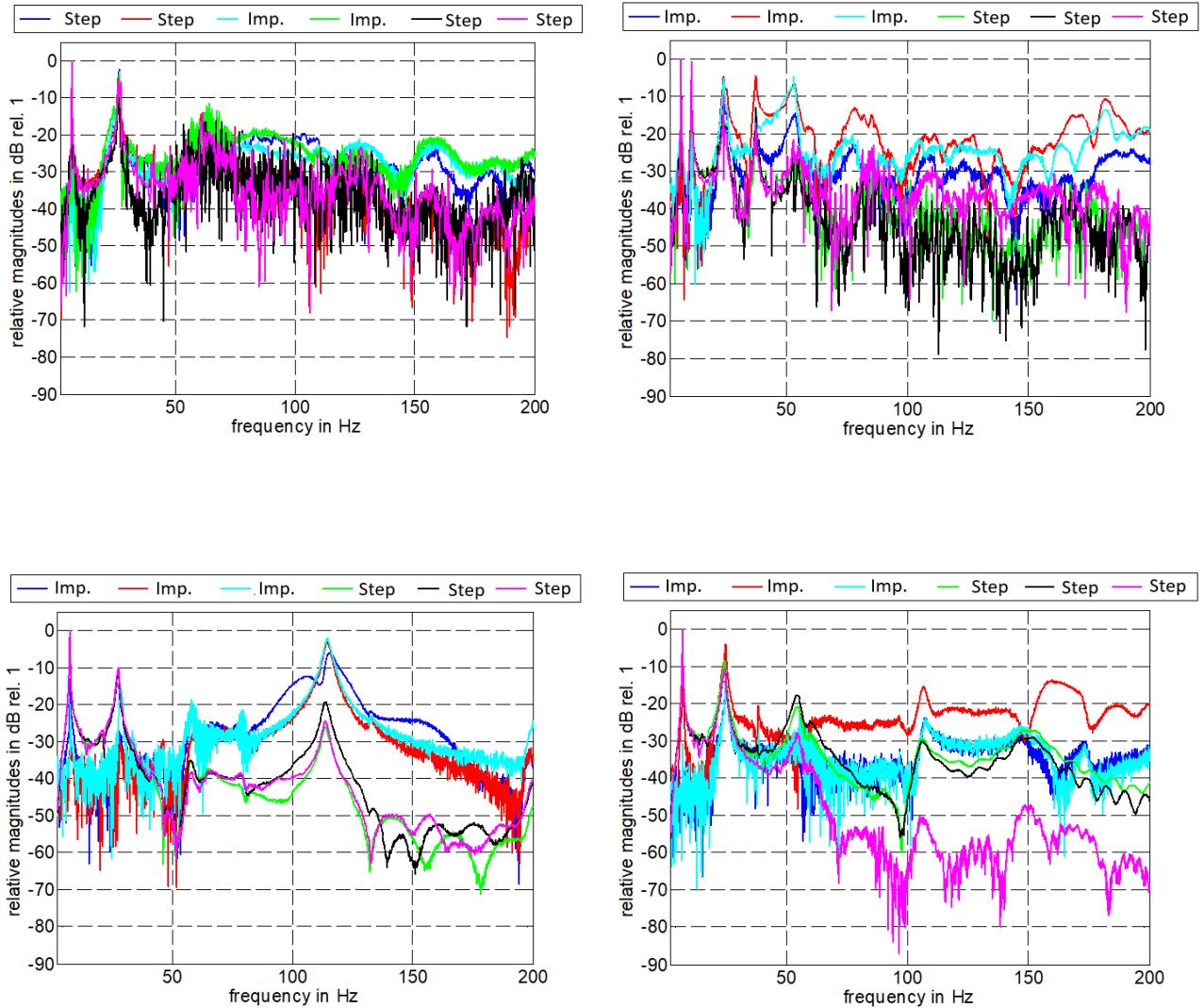


Fig. 5. Magnitude response calculated for impulse input (Imp.) and step input (Step) for fleuret (top), épée (middle) and sabre (bottom). Left column – vibration in vertical direction, right column – vibration in horizontal direction

A modal characteristic can be observed in all measurements below 50 Hz. In this frequency range, the modal damping seems to be low. However, at higher frequencies the half-band-width increases. This might be caused by the effect of sound radiation that is more relevant at the mid and high frequency range.

In order to detect the resonance frequencies as well as to quantify the amount of damping at the first three resonances, linear averages of the curves shown in figure 5 have been used. The resulting curves are shown in figure 6.

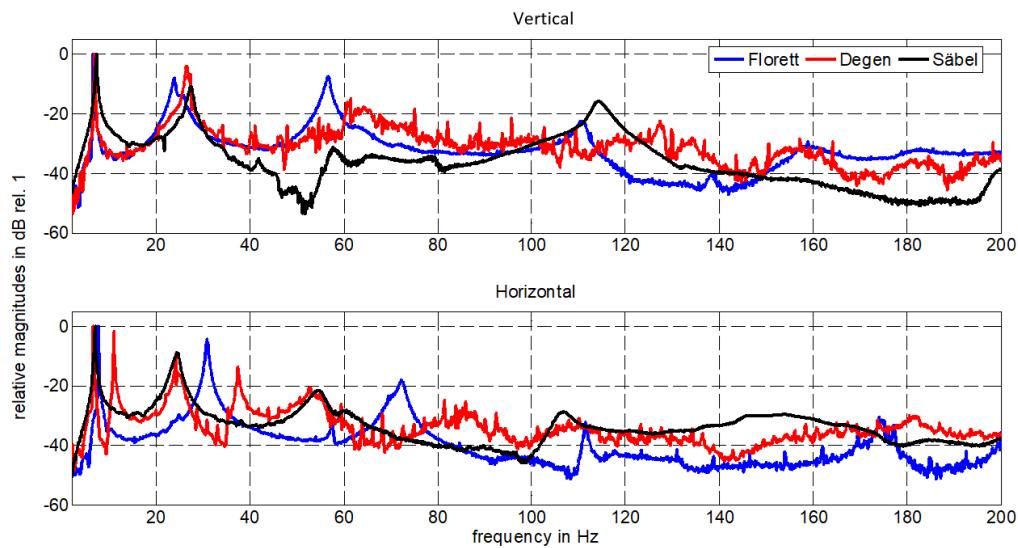


Fig. 6. Frequency response for fleuret (blue curve), épée (red curve) and sabre (black curve) in the lower frequency range

The resonance frequencies obtained for the fleuret from the curves shown in figure 6 are summarized in table 4. Especially the first two resonances are close to the natural frequencies listed in table 3. It is interesting to notice that the first mode occurs for all analyzed sporting arms at 7.0 Hz. This could help to understand why an athlete specialized in fleuret fencing is also capable to perform a Coupé with the épée in order to set a point directly behind the bell guard.

Assuming that the first bending mode dominates the dynamics of all analyzed sporting arms it is also possible to understand why athletes prefer to hit the weapon of the opponent before starting a Coupé. With such a short blade contact (Battuta) the first bending mode is excited and the (dynamic) stiffness of the blade is reduced. For this reason, less energy is required to induce a bending of the blade that makes it possible to attack the back of the opponent that cannot be reached directly. At higher frequencies the difference in the geometry leads to different results for higher resonance frequencies.

Table 4
Resonance frequencies determined in measurements

f_0 / Hz	Number of natural frequency for fleuret		
	1	2	3
Vertical vibration	7.0	24.0	57.0
Horizontal vibration	7.0	31.0	72.0

Using the method of the half-band-with for each individual resonance, the modal damping parameters have been estimates. These results are summarized in table 5 and table 6. They prove that the motion of the fleuret, the épée and the sabre undergoes only a small amount of damping in the first three modes. This means that the athlete must not waste energy by dissipation or in other words, only a small amount of energy is required to “use” the dynamics of the weapon in competition. This could be an explanation for the fact that excellent athletes are able to perform fencing on a high individual level in the finals at the late afternoon, even if the competition starts with the qualification rounds in the early morning.

Table 5

Modal damping for vertical vibration

D in %	Mode number		
	1	2	3
Fleuret	0.4	1.9	1.0
Épée	0.4	1.4	N.A.
Sabre	1.4	2.0	2.0

Table 6

Modal damping for horizontal vibration

D in %	Mode number		
	1	2	3
Fleuret	0.3	0.8	1.2
Épée	0.4	0.3	2.1
Sabre	1.3	2.8	3.2

Conclusions

The present work presents experimental results that have been performed to study the dynamical behavior of fleuret, épée and sabre in time domain as well as in frequency domain. The applied method is simple, however the results can be verified with simple analytical analysis. Furthermore, it is easy to repeat the investigations. The main findings can be summarized as follows:

- All analyzed sporting arms are structural elements with a small amount of modal damping. A value of 3.2% has been detected as the maximum damping ratio.
- The first bending mode can be excited for all analyzed weapons at about 7.0 Hz.
- At higher frequencies the different non-uniform geometry causes different behavior for the same sporting arm in horizontal and vertical direction. Furthermore, the difference between the dynamics of fleuret, épée and sabre increases, if higher frequencies have to be taken into account.

The presented results might be interesting for both athletes and coaches, because it is possible to understand experiences known from training and competition. For example it is possible to explain that the performance of a Coupé becomes easier after a short blade contact, because the dynamic stiffness is lowered, if a fleuret or épée vibrates in a resonance mode.

However, from an engineering point of view, the results could also be interesting. They could be used to validate analytical as well as numerical models used to analyze the dynamics of non-uniform beams. Furthermore, the results could also be of interest for the development of robotics, capable to handle thin flexible structures with a low amount of modal damping.

References

1. Timoshenko, S. Vibration Problems in Engineering (3rd Edition), van Nostrand, New York, 1955.
2. Taha M H, Abohadima S, Mathematical Model For Vibrations of Non-Uniform Flexural Beams, Engineering MECHANICS, Vol. 15, 2008, No. 1, p. 3–11,

<https://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.1068.9328&rep=rep1&type=pdf> (cited January 30th, 2022).

3. Sarkar K, Ganguli R, Closed-form solutions for axially functionally graded Timoshenko beams having uniform cross-section and fixed-fixed boundary condition, Composites Part B: Engineering, Vol. 58, 2014, p. 361-370, <https://doi.org/10.1016/j.compositesb.2013.10.077>.

4. Ece m C, Aydogdu M, Taskin V, Vibration of a variable cross-section beam, Mech. Research Comm., Vol. 34, Issue 1, 2007, p. 78-84, <https://doi.org/10.1016/j.mechrescom.2006.06.005>.

5. Ghazaryan D, Burlayenko V N, Avetisyan A, Bhaskar A, Free vibration analysis of functionally graded beams with non-uniform cross-section using the differential transform method, J Eng Math 110, 2018, p. 97–121, <https://doi.org/10.1007/s10665-017-9937-3>.

6. Akgöz B, Civalek Ö, Free vibration analysis of axially functionally graded tapered Bernoulli-Euler microbeams based on the modified couple stress theory, Composite Structures, Volume 98, 2013, p. 314-322, <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2012.11.020>.

7. Chen G, M, Y, Modal analysis of a rectangular variable cross-section beam with multiple cracks under different temperatures, Journal of Vibroengineering, 18(5), 2016, p. 3078–3088. <https://doi.org/10.21595/jve.2016.16676>.

8. Tan G, Wang W, Jiao Y, Flexural Free Vibrations of Multistep Nonuniform Beams, Hindawi Publishing Corporation, Mathematical Problems in Engineering, Vol. 2016, Article ID 7314280, 12 pages, <http://dx.doi.org/10.1155/2016/7314280>.

9. Vázquez T B, Neipp C, Beléndez A, Numerical and Experimental Analysis of a Cantilever Beam: A Laboratory Project to Introduce Geometric Nonlinearity in Mechanics of Materials. International Journal of Engineering Education, Vol. 19, No. 6, 2003, p. 885-892. <https://www.ijee.ie/articles/Vol19-6/IJEE1457.pdf> (cited January 30th, 2022).

10. Ghuku S, Saha K N, A theoretical and experimental study on geometric nonlinearity of initially curved cantilever beams, Engineering Science and Technology, an International Journal, Vol. 19, Issue 1, 2016, p. 135-146, <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2015.07.006>.

11. Adair D, Jaeger M, Simulation of The Vibrations of a Non-Uniform Beam Loaded With Both a Transversely and Axially Eccentric Tip Mass, Int. J. Comp. Meth. and Exp. Meas., Vol. 6, No. 4, 2018, p. 679–690, 10.2495/CMEM-V6-N4-679-690

УДК: 625.748.5

OECD: 2.05

Современные конструкции шумозащитных экранов

Романов Н.В.^{1*}, Пегин П.А.²

¹ Магистр кафедры «Строительство дорог транспортного комплекса», Петербургский государственный университет путей сообщений Императора Александра I

² Д.т.н, доцент, заведующий кафедрой № 23 «Аэропортов и авиационных перевозок», Санкт-Петербургский государственный университет гражданской авиации

^{1,2} г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

В работе были разработаны и представлены концепты конструкций шумозащитных экранов, которые могут быть использованы для снижения уровня шума как в городской черте, так и за городом. Была проведена работа по изучению эффективности снижения уровня шума в зависимости от используемой конструкции шумозащитного экрана. В работе исследовано положительное и отрицательное влияние предлагаемых конструкций шумозащитных экранов как на городскую инфраструктуру, так и на территорию, прилегающую к городу. Разработка новых концептов шумозащитных экранов велась на базе автоматизированных комплексов AutoCAD и КОМПАС-3D, I-Simpa. На основании полученных данных сделаны выводы о возможности и целесообразности внедрения представленных концептов в инфраструктуру города и применения их на территориях, прилегающих к городской черте.

Ключевые слова: нормативные документы, акустическое загрязнение, шумозащитные экраны, распространение шума, звуковая волна, дорога.

Modern designs of noise-proof screens

Romanov N.V.^{1*}, Pegin P.A.²

¹ Magistr, Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University «PGUPS»

² DSc, Associate Professor, Head of the Department №. 23 "Airports and Air Transportation", St. Petersburg State University «SPbGU CA» of Civil Aviation

^{1,2} Saint-Petersburg, Russia

Abstract

The paper developed and presented the concepts of noise protection screens that can be used to reduce noise levels both in the city and outside the city. Work was carried out to study the effectiveness of noise reduction, depending on the design of the noise shield used. The paper investigates the positive and negative impact of the proposed designs of noise screens both on the urban infrastructure and on the territory adjacent to the city. The development of new concepts of noise-proof screens was carried out on the basis of automated complexes AutoCAD and COMPASS-3D, I-Simpa. Based on the data obtained, conclusions are drawn about the possibility and expediency of introducing the presented concepts into the infrastructure of the city and applying them in the territories adjacent to the city limits.

Keywords: regulatory documents, acoustic pollution, noise-proof screens, noise propagation, sound wave, road.

*E-mail: nik3495@gmail.com (Романов Н.В.)

Введение

В настоящее время вопрос об акустической безопасности во многих странах стоит довольно остро, в связи с чем все больше стран вкладывают свои ресурсы в исследования по борьбе с шумовым загрязнением. Экономичность, экологичность и новизна – вот главные слова, на которые опираются исследователи данного направления.

1. Зарекомендовавшие себя способы защиты от шума

Первыми устройствами, которые способствовали снижению шумовой характеристики были лесонасаждения и лесопосадки (кустарники и деревья) [1]. Их высаживали вдоль автомобильных дорог. В настоящее время вдоль дорог устанавливаются шумозащитные заграждения, представляющие собой искусственные сооружения и имеющие заданные показатели согласно [1,2,3]. Классификация и их эффективность приведена в таблице 1.

Таблица 1

Классификация шумозащитных сооружений (экраны)

Класс шумозащитного сооружения (экраны)	Схема	Эффективность, дБА
Простые тонкие экраны	Прямые и Наклонные Отражающие и Поглощающие-отражающие	5 - 18
Составные тонкие экраны	Г, Т, В - образные	10 - 17
Широкие экраны	Выемка, Насыпь, Каркасный экран	10 - 22
Комбинированные экраны	Экран в выемке или насыпи	10 - 25
Шумозащитные тоннели	Тоннель	20 - 30

Эффективность применения шумозащитного экрана вдоль автомобильных дорог, зависит от его конструктивных особенностей, от наличия в конструкции дифракционных элементов и наличия звукопоглощающих материалов, которые устанавливаются в самой конструкции согласно [4,5]. От выбора комбинации конструкции со звукопоглощающим материалом зависит сложность монтажа самого сооружения, а также его конечная стоимость. Все существующие на сегодняшний день шумозащитные экраны, согласно действующим техническим нормативным правовым актам (ТНПА), в зависимости от применяемого материала и конструктивных особенностей можно разделить на три группы согласно [6]:

1. Однослойные (преимущественно отражающие звуковую волну). Конструктивно могут иметь любую схему, представленную в таблице 1 и быть выполненными из таких материалов как: полимеры, дерево, специальное стекло или многокомпонентные бетонные смеси.

2. Многослойные (преимущественно отражающе-поглощающие звуковые волны). Конструктивно, как и однослойные могут иметь любую схему, но быть выполненными уже из таких материалов как: металл, полимеры, специальные перфорированные листы или звукопоглощающий материал.

3. Комбинированные (это сочетание однослойного экрана с многослойным)

На сегодняшний день, большее практическое применение и распространение получили именно многослойные шумозащитные экраны согласно [6,7]. Так как они являются наиболее оптимальны с экономической и практической стороны. Применение именно многослойных экранов дало возможность не только максимально эффективно

использовать схемы, применяемые в однослойных экранах, но также приблизиться к показателям комбинированных шумозащитных сооружений, без ощутимого удорожания конечной стоимости.

2. Разработка современных конструкций шумозащитных экранов

Анализируя результаты, приведенные в таблице 1, можно сделать вывод, что не все конструктивные решения и схемы шумозащитных экранов зарекомендовали себя с положительной стороны. Это зависит в первую очередь от прогнозируемой загруженности транспортной инфраструктуры, схем и материалов, используемых в конструктивных элементах самого экрана согласно [4,8]. Что касается материалов, которые способны не только поглощать, но и эффективно отражать звуковые волны, распространяющиеся в пространство от транспортных средств, то их видов на рынке, что за рубежом, что на постсоветском пространстве огромное множество и с каждым годом становится все больше.

Если разнообразие звукопоглощающих материалов велико, то тоже самое нельзя сказать о схемах, применяемых повсеместно вдоль дорог и во внутригородской инфраструктуре. Как правило в черте города и на большей части селитебной территории применяются самые стандартные, простые в производстве и монтаже схемы шумозащитных сооружений (рисунок 1) согласно [5]. Самыми распространенными являются экраны-стенки (а) и экран-стенка с надстройкой в виде наклонного козырька (б). Их эффективность зависит в первую очередь от геометрических параметров, а уже во вторую от материалов, применяемых при их производстве. Также применяются, но реже, экраны-стенки с надстройкой в виде одинарного или двойного горизонтального козырька (в), экраны-стенки с надстройкой в виде двойного наклонного козырька (г) и с надстройкой в виде протяженной звукопоглощающей конструкции (д).

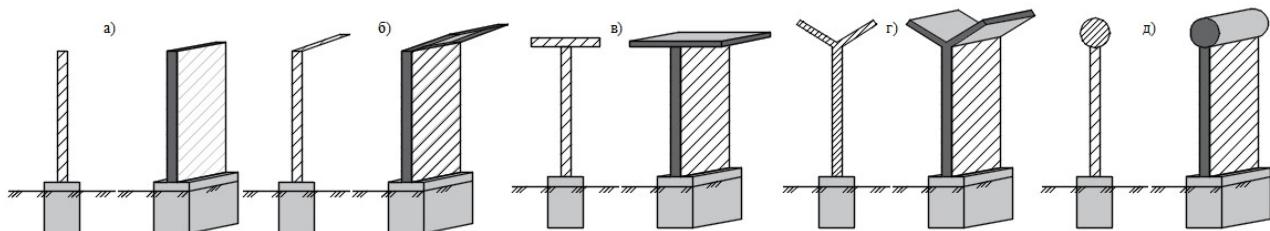


Рис. 1. Формы шумозащитных экранов в поперечном разрезе и сбоку

Все представленные выше конструкции по большей части являются модернизацией простейшего экрана-стенки с надстройками в верхней части. Поскольку явление дифракции наблюдается в верхней части и по бокам экрана максимально ярко, то анализируя как распространяется звуковая волна за экраном мы можем прийти к выводу, что наклон верхней части надстройки или самого экрана увеличивает зону звуковой тени лишь в том случае, если этот наклон сделан в сторону к источнику шума, тоже самое можно говорить и о краевых частях экрана согласно [6,9]. На рисунке 2 показана разница между стандартным экраном-стенкой и экраном с наклонной надстройкой.

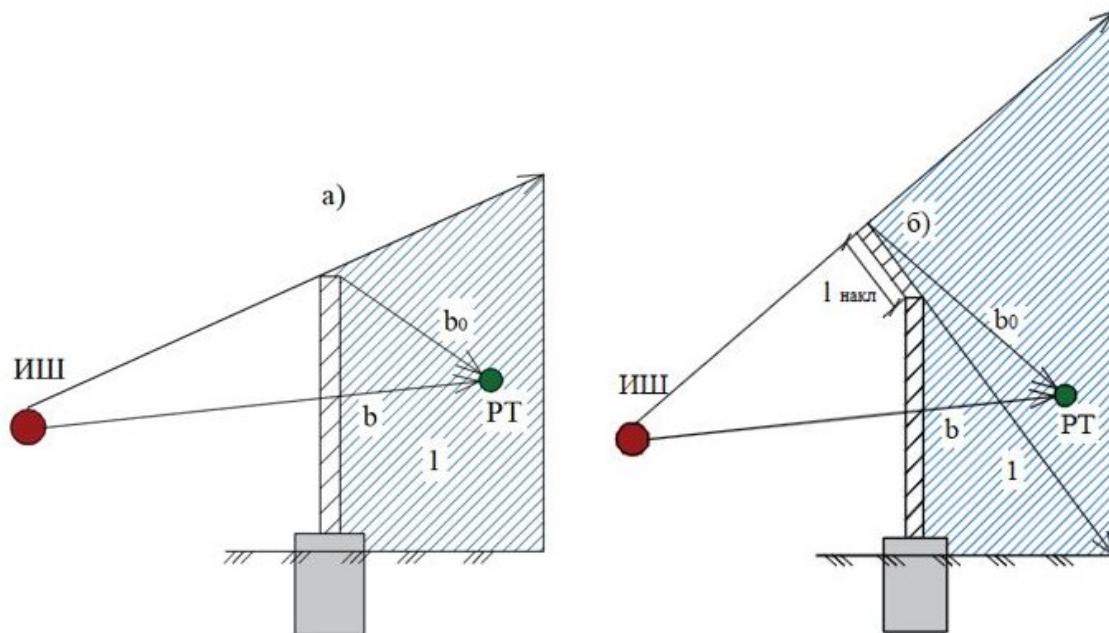


Рис. 2. Распространение звуковой волны за экраном, где - ИШ - источник шума, РТ - расчетная точка, b - расстояние от ИШ до точки расчета РТ, b_0 - изменение расстояния от ребра экрана до РТ, 1 - зона звуковой тени при единичной дифракции, $l_{\text{накл}}$ - наклонная часть шумозащитного экрана

На основании представленных выше схем и понимания того, как волна ведет себя после встречи с препятствием, были сделаны соответствующие выводы и запроектированы прототипы современных, эстетически новых шумозащитных конструкций, которые можно применять как в городской черте, так и при соответствующем обосновании на селитебных территориях. Разработанные концепты современных шумозащитных экранов не уступают по характеристикам самым распространенным и также не менее эффективным аналогам, представленным на рисунке 1.

Принцип конструкции 1 основан на том, чтобы звуковую волну максимально сконцентрировать и рассеять по плоскости всего экрана. Рассеивая звуковую волну в плоскости экрана, можно добиться эффекта перекрытия основной волны отраженными волнами, тем самым снизить звуковое давление в верхней части экрана и уменьшить звуковую характеристику за экраном. Конструкция может быть выполнена как однослойная, так и многослойная для большего положительного эффекта. Для однослоистого исполнения стоит выбирать в качестве материалов такие, которые имеют максимальную плотность и в полной степени могут сконцентрировать и дифрагировать звуковую волну в сторону источника шума и по плоскости экрана, как показано на рисунке 3.

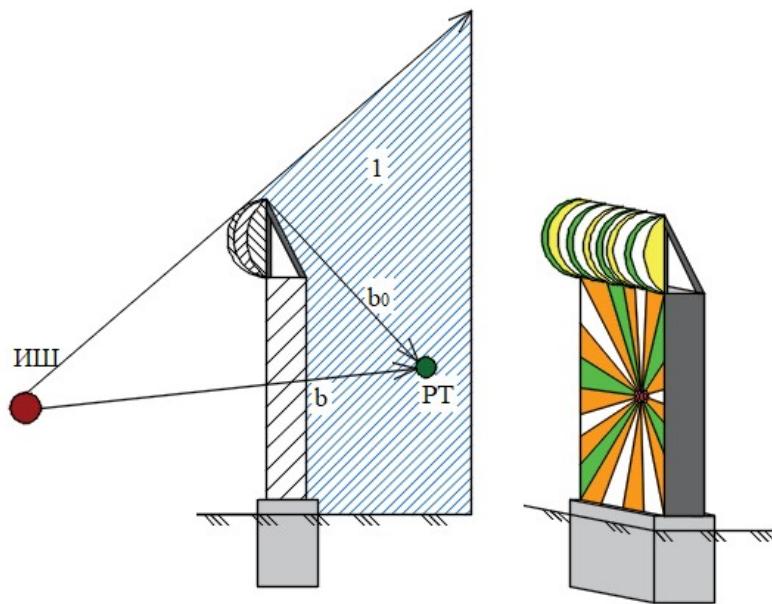


Рис. 3. Конструкция 1

При многослойном исполнении следует учитывать то, что звуковая волна может проникать вглубь конструкции. Для дополнительного снижения звуковой характеристики за экраном рекомендуется использовать пористые и не создающие резонирующего эффекта материалы, как показано на рисунке 4.

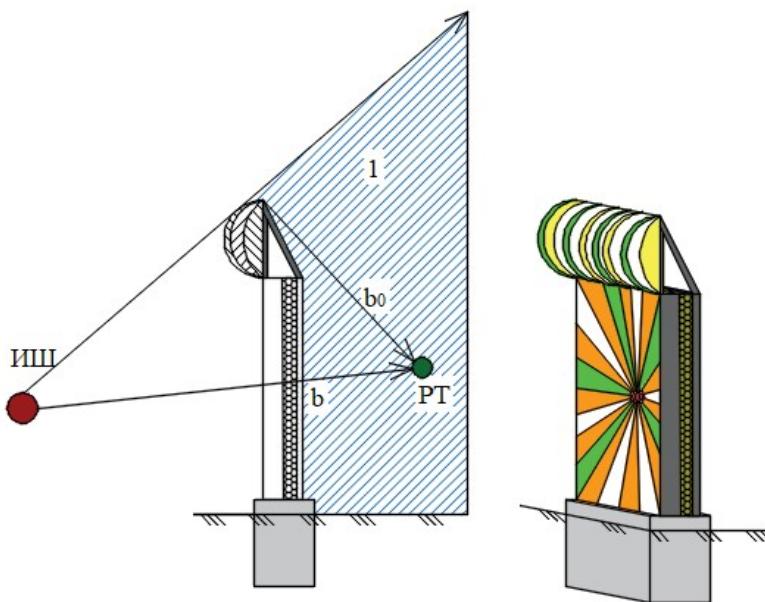


Рис. 4. Конструкция 2

Принцип конструкции 3 основан на том, чтобы не собирать звуковую волну по всей плоскости экрана. Он основан на том, чтобы в нижней части экрана искривлять звуковую волну и перенаправлять ее в землю и к источнику шума, а также в верхнюю часть экрана, где звуковая волна будет концентрироваться и усиливаться, что позволит создать отраженную волну сопоставимую первоначальной и направленной вниз экрана и к источнику шума, тем самым уменьшая звуковую характеристику за экраном и на подходе к экрану. Также как первая и вторая конструкции, представленные выше,

третья конструкция может иметь исполнение однослойного и многослойного характера. Конструкция 3, как однослойная конструкция, представлена на рисунке 5, а как многослойная представлена на рисунке 6.

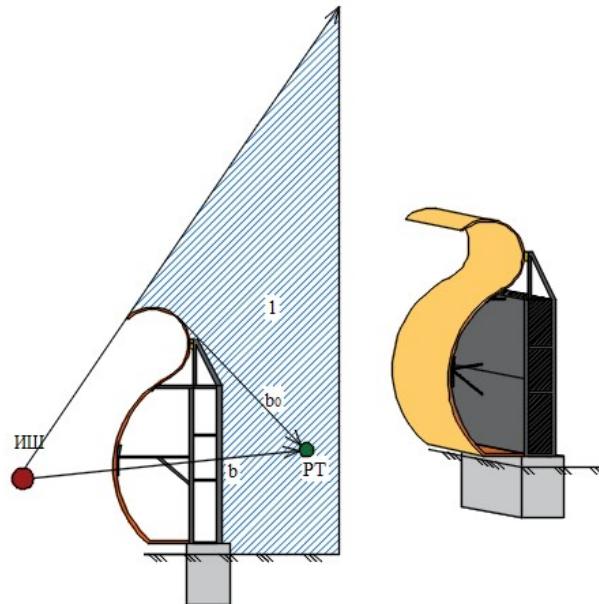


Рис. 5. Конструкция 3

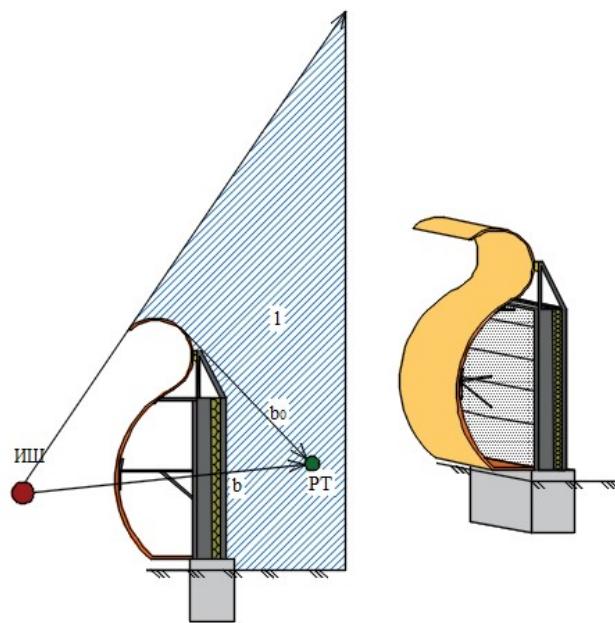


Рис. 6. Конструкция 4

Распространение звуковой волны и зоны концентрации представлены на рисунке 7 – для первого варианта конструкции, а на рисунке 8 для третьего варианта конструкции. При моделировании звуковой волны были использованы однослойные конструкции. Расстояние от источника шума до шумозащитного экрана в первом случае принималось равным 4,37 м, согласно нормативному документу [10] для ближней полосы движения автотранспорта, для второго равным 8,12 м соответственно при ширине полосы движения 3,75 м. Центр источника шума находился на высоте 1м, а высота проектируемых экранов

была равна 2 м, 4 м и 6 м. Расстояние от шумозащитного экрана (ШЭ) до расчетной точки принималось равным $PT_1=25$ м, $PT_2=50$ м и $PT_3=100$ м. Моделирование происходило в октавный полосах со среднегеометрическими частотами, соответствующим действующим ТНПА.

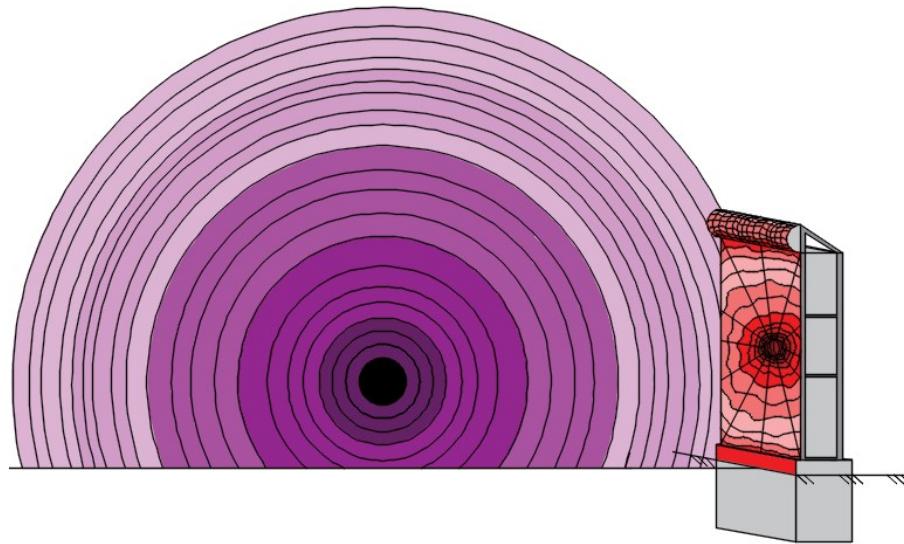


Рис. 7. Распространение звуковой волны к конструкции 1

На рисунке 7 видны зоны концентрации звуковых волн. Максимальная концентрация звуковой волны представлена на рисунке красным цветом, а зона, где происходит рассеивание дифрагированных волн более светлым.

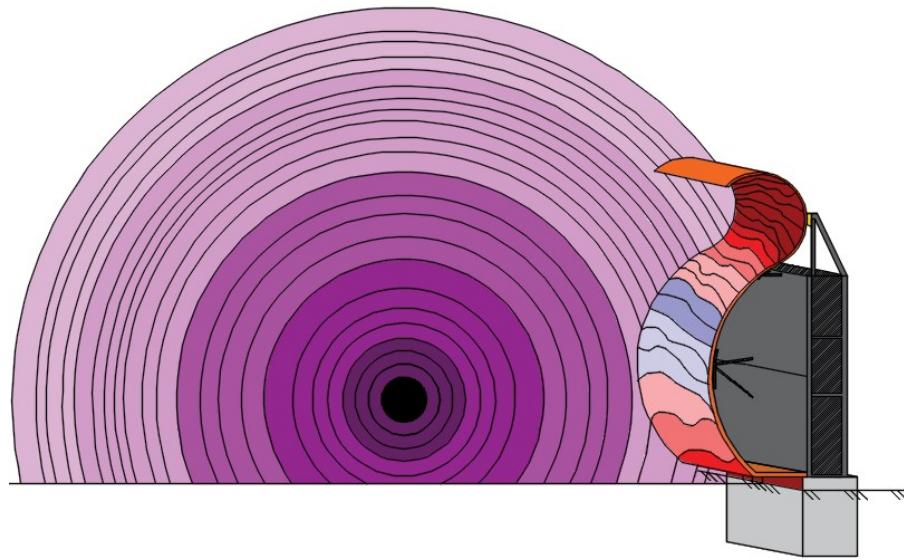


Рис. 8. Распространение звуковой волны к конструкции 3

На рисунке 8 видны зоны концентрации звуковых волн. Максимальная концентрация звуковой волны представлена на рисунке красным цветом, а зона, где происходит рассеивание волны более светлым.

Результаты эффективности предлагаемых конструкций ШЭ разной высоты, в сравнении со стандартным ШЭ-стенкой при моделировании в программном комплексе I-Simpa на частоте 1000Гц – выставленной программой по умолчанию, представлены в таблице 2.

Таблица 2

Показатели эффективности шумозащитных экранов

РТ (расстояние от источника шума)	Эффективность при различной высоте					
	Высота 2 метра	Высота 4 метра	Высота 6 метра	4,35 м	8,12 м	4,35 м
Для однослойного шумозащитного экрана-стенки						
PT1 (25 м)	10	7	16	13	20	17
PT2 (50 м)	10	7	16	13	20	17
PT3 (100 м)	10	7	16	13	20	17
Для однослойного шумозащитного экрана первой концептуальной конструкции						
PT1 (25 м)	12	8	18	15	23	19
PT2 (50 м)	12	8	18	15	23	19
PT3 (100 м)	12	8	18	15	23	19
Для однослойного шумозащитного экрана третьей концептуальной конструкции						
PT1 (25 м)	13	9	19	16	25	21
PT2 (50 м)	13	9	19	16	25	21
PT3 (100 м)	13	9	19	16	25	21

Анализ полученных значений эффективности ШЭ полученный в результате моделирования в программном комплексе I-Simpa позволяет сделать следующие выводы:

1. Отличия эффективности для точки, находящейся на расстоянии 4,35м и точки на расстоянии 8,12м составляет:

- для экрана-стенки 2-3дБ;
- для первой концептуальной конструкции 3-4дБ;
- для третьей концептуальной конструкции 3-4дБ.

2. Эффективность шумозащитного экрана возрастает, если его высота увеличивается.

Сравнительная характеристика эффективности экранов показана на рисунке 9.

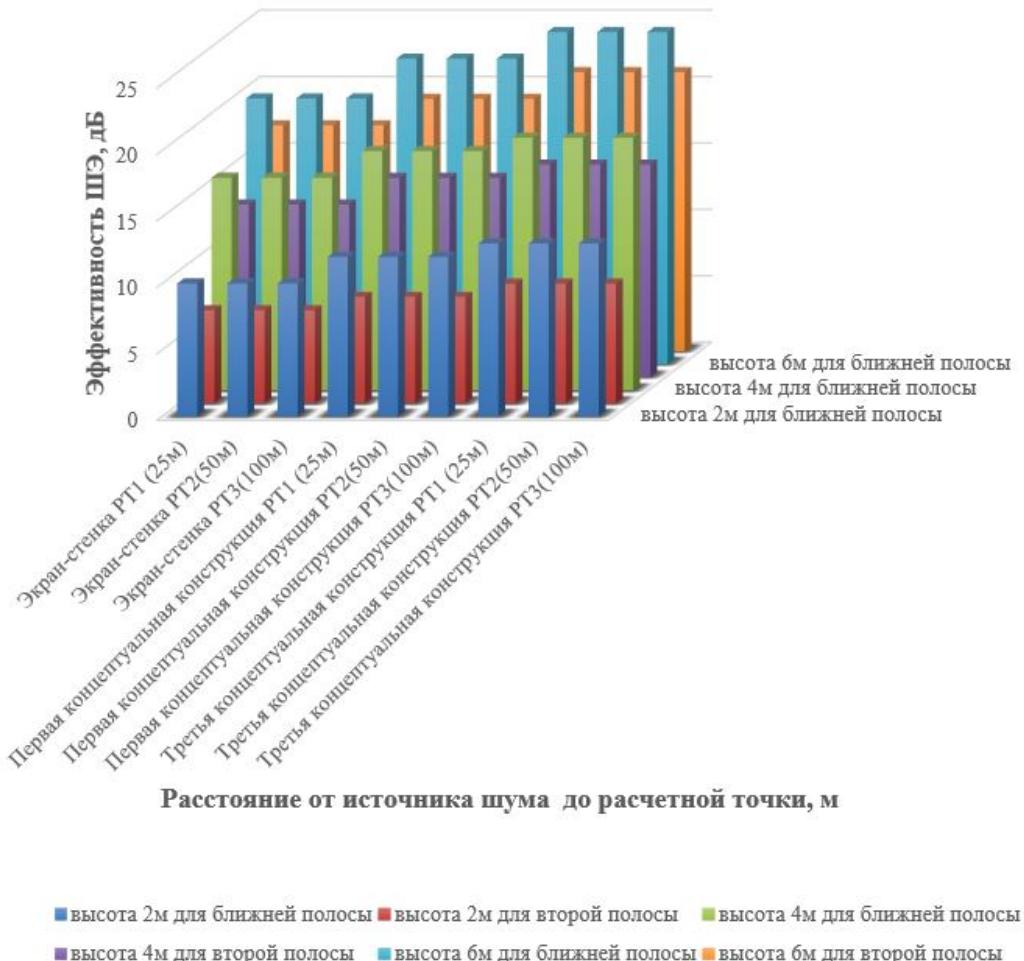


Рис. 9. График эффективности конструкций ШЭ в зависимости от высоты

Анализ представленных графиков показывает, что при увеличении высоты экрана увеличивается его эффективность, но при увеличении расстояния от ШЭ до расчетной точки, вне зависимости от высоты экрана, эффективность снижается, что не соответствует действительности. Это происходит из-за того, что программный комплекс не может учесть того, что с увеличением расстояния от шумозащитного экрана до расчетной точки увеличивается и дифракция звука. Подтверждение этого заложено в материалах работы согласно [11], где приводятся результаты практических испытаний шумозащитного экрана-стенки, проводившихся на базе БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова.

Результаты измерений эффективности ШЭ-стенки на двухполосной автомобильной дороге представлены в таблице 3. Данные представлены для ближней полосы на расстоянии РТ от источника шума равной 25м согласно [11].

Таблица 3

Показатели шумовой характеристики за стандартным экраном-стенкой

РТ (расстояние от источника шума)	Эффективность при различной высоте		
	Высота ШЭ - 2 м	Высота ШЭ - 3,5 м	Высота ШЭ - 5 м
	4,35 м	4,35 м	4,35 м
Для однослоиного шумозащитного экрана-стенки			
РТ1 (25 м)	5-6	9-11	10-12

Проанализировав данные полученные в результате моделирования в программном комплексе I-Simpa и данные полученные натурными испытаниями, можно сделать вывод, что методика расчета, заложенная в программный комплекс, значительно отличается от значений эффективности полученных в результате натурных измерений. Это еще раз доказывает то, что программные комплексы несовершенны и не могут отразить приближенные результаты, полученные натурными замерами. Для получения значений, приближенных к фактическим, требуется вводить поправки и соответствующие коэффициенты в программные продукты. Предлагаемые конструкции требуют натурных испытаний для подтверждения той эффективности, которая показана при моделировании в программном комплексе I-Simpa. Применение этих конструкций в условиях города или на селитебных территориях на опытном участке, с большим количеством замеров в разное время суток, поможет скорректировать данные получаемые программным комплексом и приблизить выводимые значения к фактическим.

Заключение

Представленные виды экранов являются аналогами стандартных шумозащитных экранов, получивших широкое распространение повсеместно. Принципы, которые закладывались в новые концепты остаются прежними, так как дифрагирование звуковой волны происходит на краевых частях экрана и о полном поглощении звуковых волн в открытом пространстве не может идти речь. Для полного поглощения всех звуковых волн, которые распространяются от источника шума в окружающую среду, требуется меры, которые бы способствовали гашению звуковых волн в ограниченном пространстве без возможности выхода в окружающую среду звуковых колебаний, то есть изолирование всех частей механизмов, создающих шум, в ограниченном, замкнутом пространстве. Только при таком подходе можно говорить о возможности полного поглощения и рассеивания шумового загрязнения. Примером максимально эффективного и дорогостоящего сооружения, способного максимально поглощать шум и не давать ему распространяться в окружающую среду, была и остается закрытая конструкция в виде тоннеля.

Список литературы

1. Иванов, Н. И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник / Н. И. Иванов. - 5-е изд. перераб. и доп. - Москва: Логос, 2020. - 432 с.
2. ГОСТ 12.1.003–2014. Шум. Общие требования безопасности.
3. Bulkin V.V., Sereda S.N., Kalinichenko M.V. Assessment of the acoustic screen absorbing properties based on the Helmholtz resonator / Akustika, vol.32, March 2019. P.201-205.
4. ГОСТ 20444-2014 Шум. Транспортные потоки. Методы определения шумовой характеристики. М.: Стандартинформ, 2015. 18 с.

5. ОДМ 218.8.011-2018. Методические рекомендации по определению характеристик и выбора шумозащитных конструкций автомобильных дорог.

6. Применение акустических звукоизоляционных материалов в шумозащитных экранах на дорогах общего пользования. Романов Н.В., Пегин П.А., Жуковский Е.М. В сборнике: Защита от повышенного шума и вибрации. Сборник трудов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. Под редакцией Н.И. Иванова. Санкт-Петербург, 2021. С. 210-215.

7. Пегин П. А. Матвеев ЕИ. Особенности воздействия авиационного шума и способы защиты от него. 16-я Международная Конференция «Социально-экономические и экологические проблемы горной промышленности, строительства и энергетики». Тульский ГУ, 2020.

8. Azemsha, S., Kapski, D.Pegin P.A. A method for assessing the automobile impact on population morbidity. Transportation Research Procedia Volume 36, 2018, Pages 18-24. 13th International Conference on Organization and Traffic Safety Management in Large Cities, SPbOTSIC 2018; Saint Petersburg; Russian Federation; 27 September 2018 до 29 September 2018.

9. Пегин ПА, Капский ДВ, Евтуков СА. Определение экологических потерь в населенном пункте от движения транспортных средств. Вода и экология: проблемы и решения. № 3. 2017. с.146-157.

10. СП 276.1325800.2016. Здания и территории. Правила проектирования защиты от шума транспортных потоков.

11. Безверхая Е.А. Анализ методик расчета эффективности шумозащитных экранов. «Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова», СПб, БГТУ, 2017 г.

References

1. Ivanov, N. I. Engineering acoustics. Theory and practice of noise control: textbook / N. I. Ivanov. - 5th ed. reprint. and add. - Moscow: Logos, 2020. - 432 p.
2. GOST 12.1.003-2014. Noise. General safety requirements.
3. Bulkin V.V., Sereda S.N., Kalinichenko M.V. Assessment of the acoustic screen absorbing properties based on the Helmholtz resonator / Akustika, vol.32, March 2019. P.201-205.
4. GOST 20444-2014 Noise. Traffic flows. Methods for determining the noise characteristic. M.: Standartinform, 2015. 18 p.
5. ODM 218.8.011-2018. Methodological recommendations for determining the characteristics and selection of noise-proof structures of highways.
6. The use of acoustic sound insulation materials in noise screens on public roads. Romanov N.V., Pegin P.A., Zhukovsky E.M. In the collection: Protection against increased noise and vibration. Proceedings of the All-Russian Scientific and Practical Conference with international participation. Edited by N.I. Ivanov. St. Petersburg, 2021. pp. 210-215.
7. Pegin P. A. Matveev E. I. Features of the impact of aircraft noise and methods of protection against it. The 16th International Conference "Socio-economic and Environmental Problems of Mining, Construction and Energy". Tula GU, 2020.
8. Azemsha, S., Kapski, D.Pegin P.A. A method for assessing the automobile impact on population morbidity. Transportation Research Procedia Volume 36, 2018, Pages 18-24. 13th International Conference on Organization and Traffic Safety Management in Large Cities, SPbOTSIC 2018; Saint Petersburg; Russian Federation; 27 September 2018 до 29 September 2018.

-
9. Pegin PA, Kapsky D V, Yevtyukov SA. Determination of environmental losses in a locality from the movement of vehicles. Water and ecology: Problems and solutions. No. 3. 2017. pp.146-157.
 10. SR 276.1325800.2016. Buildings and territories. Protection design rules from traffic noise.
 11. Bezverkhaya E.A. Analysis of methods for calculating the effectiveness of noise screens. "Baltic State Technical University "VOENMEH" named after D.F. Ustinov", St. Petersburg, BSTU, 2017.

УДК: 534.16
OECD: 01.03.AA

Экспериментальные исследования эффективности вибропоглощающего покрытия с металлическим армирующим слоем различной толщины

Кирпичников В.Ю.¹, Сятковский А.И.², Шашурин А.Е.³, Кудаев А.В.^{4*}

¹ Д.т.н., профессор, ФГУП «Крыловский государственный научный центр»,
г. Санкт-Петербург, РФ

² К.х.н., директор по науке ОАО «Пластполимер», г. Санкт-Петербург, РФ

³ Д.т.н., профессор, ⁴ К.т.н., доцент

^{3,4} Кафедра «Экология и производственная безопасность», Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Кратко рассмотрена проблема негативного воздействия вибрации конструкций в помещениях транспортных средств на их технические характеристики и условия жизнедеятельности персонала и пассажиров. Показана актуальность применения армированных вибропоглощающих покрытий с жестким армирующим слоем для снижения вибрации конструкций. Проведен анализ экспериментальных значений эффективности вариантов вибропоглощающего покрытия с одинаковым диссипативным слоем в виде полимерной пленки из поливинилацетата, отличающихся материалом и толщиной армирующего слоя. Дано описание технологии подготовки демпфируемой пластины к испытаниям. Представлена методика определения эффективности покрытий с использованием уровней входной вибровозбудимости. Приведены спектры входной вибровозбудимости пластины с нанесенным и при отсутствии вибропоглощающего покрытия. Установлены диапазоны значений относительных массовых параметров покрытия с их интенсивным, умеренным и практически отсутствующим влиянием на его эффективность.

Ключевые слова: колебания, частота, диссипативный слой, армирование, вибропоглощающее покрытие.

Experimental studies of the effectiveness of a vibration-absorbing coating with a metal reinforcing layer of various thickness

Kirpichnikov V.Yu.¹, Syatkovsky A.I.², Shashurin A.E.³, Kudaev A.V.^{4*}

¹ DSc, professor, Federal State Unitary Enterprise ‘State Scientific Center Krylovsky’, St. Petersburg, Russia

² PhD, Director of Science JSC ‘Plastpolymer’ St. Petersburg, Russia

³ DSc, professor, ⁴ PhD, assistant professor

^{3,4} The department of Ecology and Industrial Safety, Baltic State Technical University ‘VOENMEH’ named after D.F. Ustinova, St. Petersburg, Russia

Abstract

The article presents the problem of the negative impact of vibration of structures in premises of vehicles on their technical characteristics and living conditions of staff and passengers. The relevance of the application of reinforced vibration-absorbing coatings with a rigid reinforcing layer for reducing structural vibration is shown.

Moreover, analysis of experimental values of the effectiveness of variants of vibration-absorbing coating with the same dissipative layer in the form of a polymer film of polyvinyl acetate, differing in material and thickness of the reinforcing layer was carried out. The article also presents a description of the technology for preparing a damped plates for testing. The description of a technique for determining the effectiveness of coatings with using the levels of input vibroexcitability is suggested. The spectra of the input vibration excitability of the plate with applied and in the absence of vibration-absorbing coatings is described. Ranges of values of relative mass parameters are established coatings with their intense, moderate and practically absent influence on its efficiency.

Keywords: vibrations, frequency, dissipative layer, reinforcement, vibration absorbing coating.

Введение

Уменьшение уровней вибрации и шума в помещениях транспортных средств является одним из основных направлений работ по улучшению их технических характеристик, а также по созданию комфортных условий для обслуживающего персонала и пассажиров.

Превышение уровней вибрации и шума над их предельно допустимыми значениями действующих санитарно-гигиенических нормативов ухудшает условия жизнедеятельности персонала, приводит к профессиональным заболеваниям, снижает внимательность, следствием чего может быть возникновение аварийных ситуаций. Интенсивная и продолжительная вибрация является причиной усталостных повреждений оборудования, фундаментных и корпусных конструкций.

Одним из основных направлений решения задачи уменьшения вибрации и шума транспортных средств является облицовка пластинчатых элементов (далее – пластины) конструкций вибропоглощающими покрытиями (ВПП). Наиболее широкое применение находят армированные ВПП, состоящие из диссипативного слоя упругого материала и жесткого армирующего слоя. При использовании упругих материалов с небольшими потерями колебательной энергии (например, резин) эффективность армированных ВПП, особенно на низких резонансных частотах демпфируемых пластин, оказывается малой даже при их относительно большой массе, составляющей 40 – 50% от массы пластин [1,2].

1. Направление работ по совершенствованию ВПП

С учетом изложенного, особую актуальность приобретают исследования по разработке армированных ВПП, имеющих малую массу и высокую эффективность в широком диапазоне резонансных частот демпфируемых пластин.

В силу меньшей плотности материалов упругого слоя в сравнении с плотностью традиционно применяемых металлических материалов армирующего слоя основными направлениями работ по уменьшению массы армированных ВПП являются уменьшение толщины, прежде всего металлического армирующего слоя, и его изготовление из жестких материалов, имеющих меньшую плотность, чем металлы. Основной путь одновременного, с уменьшением массы армированных ВПП, повышения их эффективности в широком диапазоне резонансных частот демпфируемых пластин – использование в качестве диссипативного слоя материалов с большим вибропоглощением. Известно, что применение таких, даже очень тонких (порядка 0,2 мм) материалов, способствует быстрому затуханию вибрационных процессов в демпфируемых пластинах и уменьшению уровней резонансных максимумов в широком частотном диапазоне их возникновения [3].

В последнее время для уменьшения толщины и массы армированных ВПП

и существенного увеличения их эффективности применяется полимерная пленка на основе поливинилацетата производства ОАО "Пластполимер", коэффициент потерь колебательной энергии которой в диапазоне температур наибольшего вибропоглощения находится в пределах значений от 2,0 до 3,0 [4].

2. ВПП, технология облицовки

С использованием в качестве материала диссипативного слоя армированного покрытия полимерной пленки типа ВПС-2,5 с температурами наибольшего вибропоглощения от 10 до 30°C были изготовлены и испытаны девять вариантов ВПП. Армирующий слой ВПП изготавливается из алюминиевой фольги толщиной 0,01 мм (ВПП 1), 0,1 мм (ВПП 2), 0,2 мм (ВПП 3), 0,3 мм (ВПП 4) и стального листа толщиной 0,12 мм (ВПП 5), 0,24 мм (ВПП 6), 0,6 мм (ВПП 7), 1,5 мм (ВПП 8), 3,0 мм (ВПП 9). Испытания всех покрытий выполнялись с использованием закрепленной на монтажной рамке стальной пластины с размерами в плане 0,52×0,38 м (рис. 1). Такая пластина является типичным наиболее вибровозбудимым элементом инженерных конструкций, расположенным между соседними подкреплениями. Толщина пластины при испытаниях всех ВПП равнялась 3 мм. Полимерная пленка из поливинилацетата всех девяти вариантов ВПП имела толщину 0,5 мм. Все варианты армированного ВПП наносились на одну поверхность пластины. Площадь облицовки пластины покрытием равнялась примерно 60%.



Рис. 1. Закрепленная на монтажной рамке стальная пластина, используемая для измерения вибровозбудимости ВПП

Технология подготовки демпфируемой пластины к испытаниям была одинаковой. Самоклеющуюся полимерную пленку ВПС-2,5 наносили сначала на очищенную ацетоном поверхность армирующего слоя, а затем приклеивали другую поверхность пленки к таким же образом обработанной поверхности демпфируемой пластины. Второй и последующие варианты покрытия наносились после демонтажа предыдущего и очистки поверхности демпфируемой пластины от остатков пленки.

3. Анализ результатов экспериментального определения эффективности ВПП

Эффективность покрытий определялась по разности уровней входной вибровозбудимости находящейся в воздухе пластины в отсутствие и при наличии покрытия. Под входной вибровозбудимостью A/F понимается уровень виброускорения $A = 20 \lg \frac{aF_0}{a_0 F}$, где $a_0 = 10^{-6} \text{ м/с}^2$ – пороговое значение ускорения a в точке возбуждения необлицованной ВПП поверхности пластины с помощью миниатюрного вибромолотка; F – сосредоточенная поперечная сила, Н; $F_0 = 1 \text{ Н}$ – амплитуда изменения силы F . Измерения выполнялись в диапазоне 0 – 6400 Гц. Основное внимание в дальнейшем уделено диапазону 0 – 1600 Гц, содержащему низшие резонансные частоты изгибных колебаний демпфируемой пластины, в котором эффективность применяемых ВПП, как правило, не превышает 6 – 10 дБ.

На рис. 2 изображены типичные узкополосные ($\Delta f = 1 \text{ Гц}$) спектры входной вибровозбудимости испытанной пластины в отсутствие и при наличии (исключая ВПП 1) каждого варианта покрытия. Приведенные и использованные при последующем анализе спектры A/F в диапазоне 0 – 1600 Гц измерены в точках, находящихся в зонах пучностей форм изгибных колебаний четырех низших резонансных частот демпфируемой пластины. Сравнение эффективности \mathcal{E} , дБ, испытанных вариантов ВПП проводится с использованием ее значений, усредненных по указанным точкам измерения и пятнадцати наибольшим резонансным максимумам в спектрах входной вибровозбудимости пластины.

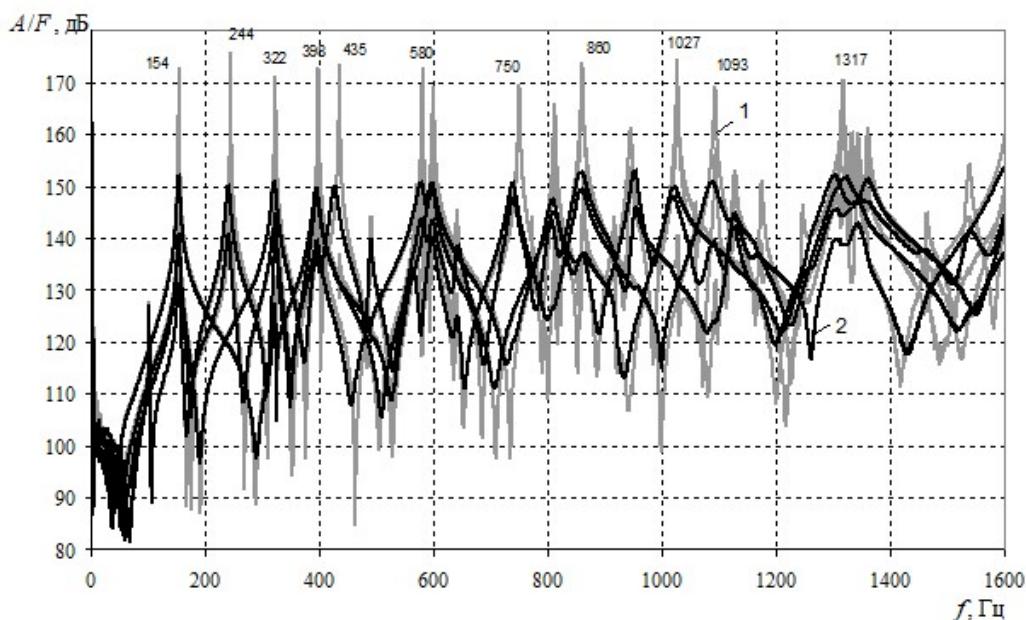


Рис. 2. Узкополосные спектры входной вибровозбудимости пластины в отсутствие (1) и при наличии (2) ВПП 5

Сопоставление приведенных на рис. 2 спектров показало, что облицовка пластины покрытием ВПП 5 со стальным листом толщиной 0,12 мм в качестве армирующего слоя приводит к уменьшению уровней ее резонансных максимумов в среднем на величину, равную приближенно 21 дБ. Коэффициент потерь колебательной энергии в пластине увеличился от значения $\eta \approx 3 \cdot 10^{-3}$ до значения $\eta \approx 0,04$. Отношение μ массы ВПП 5 к массе пластины (4,62 кг) равнялось 3,8%.

При определении эффективности покрытий ВПП 1, 2, 3, 4 с алюминиевой фольгой и покрытий ВПП 6, 7, 8, 9 со стальным листом в качестве армирующего слоя получены

следующие результаты:

- облицовка пластины покрытием ВПП 1 ($\mu = 1,6\%$) с толщиной фольги 0,01 мм приводит к незначительному (до 2 дБ) снижению уровней лишь некоторых резонансных максимумов; значение Э не превышает погрешность измерений;
- эффективность покрытий ВПП 2 ($\mu = 2,2\%$) и ВПП 3 ($\mu = 2,8\%$) практически одинаковая и меньше эффективности ВПП 5 приблизительно на 2 дБ; наиболее существенное (до 5 дБ) различие значений Э покрытий ВПП 2, 3, 5 зарегистрировано на трех низших резонансных частотах;
- эффективность покрытия ВПП 4 ($\mu = 3,6\%$) с алюминиевой фольгой толщиной 0,3 мм не отличается от эффективности покрытия ВПП 5 со стальным листом толщиной 0,12 мм, имеющего практически такую же относительную массу;
- значения Э покрытий ВПП 6 ($\mu = 6,2\%$), ВПП 7 ($\mu = 13,2\%$), ВПП 8 ($\mu = 30\%$) и ВПП 9 ($\mu = 60\%$) равняются 26, 33, 34 и 35 дБ соответственно.

Наибольший рост эффективности (от 0 до 19 дБ) зарегистрирован при увеличении относительной массы покрытия от значения $\mu = 1,6\%$ (ВПП 1) до значения μ , равного 2,2% (ВПП 2). Масса алюминиевой фольги покрытия ВПП 1 (0,003 кг) была существенно (в 23 раза) меньше массы полимерной пленки. Влияние фольги на колебательный процесс в полимерной пленке покрытия ВПП 1, порождаемый действием на нее вибрации демпфируемой пластины, практически отсутствует. Поверхность полимерной пленки, на которой находится фольга с существенно меньшими, чем у пленки, толщиной и массой колеблется, с высокой вероятностью, так же, как и при отсутствии фольги.

Увеличение массы фольги на порядок (ВПП 2) и до значения, мало отличающегося от массы пленки (ВПП 3), усиливает действие фольги на пленку и приводит к существенному росту эффективности покрытий ВПП 2, 3 в сравнении с эффективностью покрытия ВПП 1. Дальнейший последовательный рост относительной массы покрытий ВПП 4, 5, 6, 7 и превышения k массы армирующего слоя над массой полимерной пленки (соответственно в 1,3, 1,54, 3,1 и 7,7 раза) приводит к увеличению их эффективности до значений 21, 21, 26 и 33 дБ. Эффективность покрытий ВПП 8, 9 с относительной массой μ , существенно превышающей относительную массу покрытия ВПП 7 (примерно 13%), практически такая же, как у покрытия ВПП 7. Однаковыми (порядка 30 дБ) оказались и значения эффективности покрытий ВПП 7, 8, 9 на более высоких, чем в диапазоне 0 – 1600 Гц, резонансных частотах.

Заключение

С учетом приведенных результатов был сделан вывод о следующих трех диапазонах значений массовых параметров покрытий, имеющих металлический армирующий слой, с их различным влиянием на эффективность:

- диапазон с интенсивным ростом эффективности при увеличении μ и k до значений примерно 2,2 – 2,5% и 0,5 – 1,2 соответственно;
- диапазон с меньшим ростом эффективности при увеличении μ и k до значений примерно 13% и 8 соответственно;
- диапазон, в котором дальнейшее увеличение μ и k до значений примерно 60% и 38 соответственно к росту эффективности ВПП испытанного типа практически не приводит.

Полученные результаты могут быть использованы при выполнении работ по уменьшению уровней вибрации и звукоизлучения пластинчатых элементов корпусных и внутрикорпусных конструкций транспортных средств, а также установленного на них оборудования различного функционального назначения.

Список литературы

1. Никифоров А.С. Акустическое проектирование судовых конструкций. Справочник. Л.: Судостроение, 1990.
2. Ионов А.В. Средства снижения вибрации на судах. СПб.: 2000.
3. Кирпичников В.Ю. Вред и польза резонансных явлений в элементах судовых конструкций. СПб.: 2019.
4. Алексеев С.А., Сятковский А.И. Вибродемпфирующие свойства полимерных пленок // Судостроение. 2015. Вып. 6. С. 45–47.

References

1. Nikiforov A.S. Acoustic design of ship structures. Directory. L.: Shipbuilding, 1990.
2. Ionov A.V. Means for reducing vibration on ships. St. Petersburg: 2000.
3. Kirpichnikov V.Yu. Harm and benefits of resonant phenomena in the elements of ship structures. St. Petersburg: 2019.
4. Alekseev S.A., Syatkovsky A.I. Vibro-damping properties of polymer films // Shipbuilding. 2015. № 6. P. 45–47.

УДК: 62-752
OECD: 1.03 AA

Выявление и устранение причин низкочастотных колебаний плиты плавающего пола машинного отделения

Пименов И.К.^{1*}, Кузнецова А.Д.²

¹ Заведующий кафедрой «Гидрофизических средств поиска»

² Старший преподаватель кафедры «Гидрофизических средств поиска»

^{1,2} Государственный морской технический университет, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

В статье рассматриваются вопросы выявления причины низкочастотных колебаний плиты плавающего пола машинного отделения жилого здания при работе лифтовых лебедок. Такая оценка весьма важна для технологической целостности и работоспособности лифтового оборудования, а также для дальнейшей оценки распространения звуковых колебаний по элементам конструкций здания в жилые помещения.

Авторами проведены измерения вибраций на плате плавающего пола машинного отделения при работе отдельно грузопассажирских и пассажирских лебедок при двух режимах работы. Выполнены замеры шума в машинном отделении и в лифтовом холле последнего жилого этажа. Представлен анализ результатов измерений вибрации, и установлена форма колебаний плиты плавающего пола.

На основании проведенного анализа предложены и внедрены мероприятия, направленные на снижение высоких уровней вибрации плиты плавающего пола в пусковом (монтажном) режиме работы лифтовой лебедки, в качестве которых выступают упоры-ограничители, а также выполнены повторные замеры шума в лифтовом холле последнего жилого этажа.

Ключевые слова: лифтовое оборудование, колебания плиты, вибрация, виброзащитные мероприятия, упоры-ограничители, структурный шум.

Identification and elimination of the causes of low-frequency vibrations of the floating floor plate of the engine room

Pimenov I.K. ^{1}, Kuznetsova A.D.²*

¹ Head of the Department of Hydrophysical Search Tools

² Senior lecturer of the Department of Hydrophysical Search Tools

^{1,2} State marine technical University, St. Petersburg, Russia

Abstract

The article discusses the issues of identifying the causes of low-frequency vibrations of the floating floor plate of the engine room of a residential building during the operation of elevator winches. Such an assessment is very important for the technological integrity and operability of elevator equipment, as well as for further evaluation of the propagation of sound vibrations through the structural elements of the building into residential premises.

The authors measured vibrations on the floating floor plate of the engine room when working separately with cargo and passenger winches in two modes of operation. Noise measurements were made in the engine room and in the elevator lobby of the last residential floor. The analysis of the vibration measurement results is presented and the shape of the floating floor plate vibrations is established.

Based on the analysis, measures aimed at reducing the high vibration levels of the floating floor plate in the starting mode of operation of the elevator winch, which are stops-limiters, are proposed and implemented, and an experimental evaluation of their effectiveness is performed.

Keywords: elevator equipment, fluctuations plate, vibration, vibration protection measures, stops-limiters, structural noise.

Введение

На этапах проектирования вопросы структурной составляющей шума от работы оборудования зачастую остаются не рассмотренными, что обусловлено в первую очередь возникающими трудностями достоверной оценки данного вида звукопередачи ввиду отсутствия утвержденных методов расчета [1].

Отсутствие количественной оценки распространения звуковых колебаний по элементам конструкций зданий, которые порой вносят существенный вклад в общую акустическую обстановку в помещении, приводит к «неожиданным» превышениям нормативных значений.

Без учета данной составляющей, проблемы с повышенными уровнями шума могут наблюдаться как на рабочих местах в производственных цехах, так и на границах санитарно-защитных зон [2]. Для инженерного общедомового оборудования основными источниками структурного шума, на работу которых приходится большая часть жалоб жильцов, являются котельные, вентиляционное оборудование и лифтовые лебедки [3].

При этом иногда причину повышенных уровней шума в помещениях жилых домов от работы лифтового оборудования можно определить визуально, как в рассматриваемом случае с низкочастотными колебаниями плиты плавающего пола машинного отделения, возникающими при работе лифтовых лебедок.

Задачами инструментальных исследований является определение и последующее устранение выявленного источника, частота колебаний которого лежит в диапазоне от 1 Гц до 250 Гц.

1. Измерения шума и вибрации от работы лифтовых лебедок в машинном отделении

При инструментальных замерах вибрации обследовано машинное отделение (МО) в корпусе жилого комплекса при сложной конфигурации машинного отделения (см. рисунок 1), в котором расположено три лебедки: две грузоподъемностью 630кг (пассажирская) и одна грузоподъемностью 1000кг (грузопассажирская).

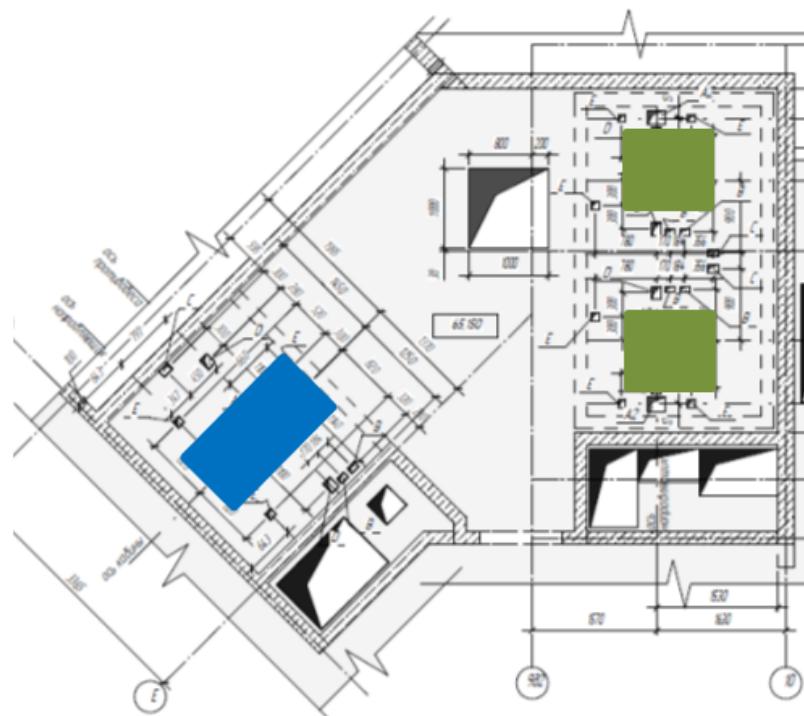


Рис. 1. Машинное отделение. Зеленый цвет – расположение лебедок грузоподъемностью 630 кг, синий – лебедка грузоподъемностью 1000 кг.

В машинном отделении выполнен плавающий пол, который состоит из установочной железобетонной плиты толщиной 130мм, отделенной от основной железобетонной плиты перекрытия (ЖБ 200мм) слоем минеральной ваты толщиной 150мм. По периметру МО реализован акустический шов, заполненный минватой толщиной 50мм, который отделяет плиту пола от соприкосновения с несущими стенами. Разрез плавающего пола и фрагмент конструктива представлен на рисунке 2.

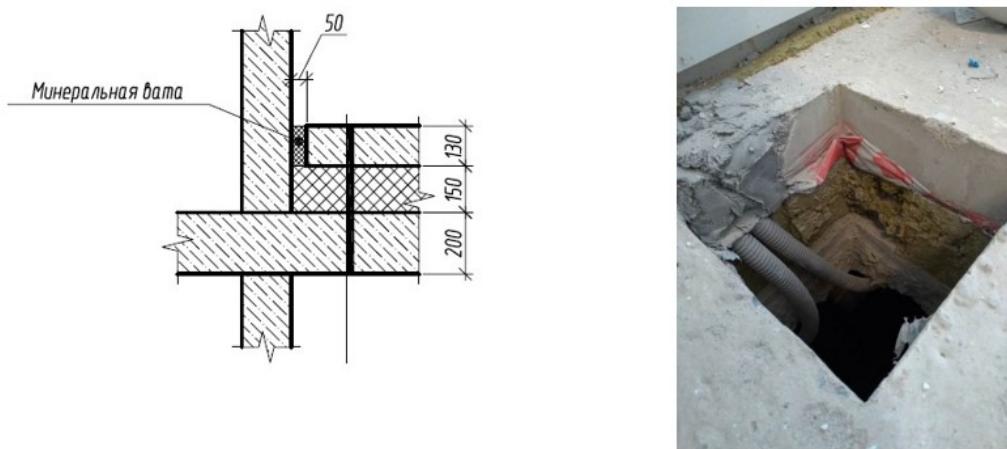


Рис. 2. Разрез плавающего пола в машинном отделении.

В соответствии с МУК 4.3.3722–21 «Контроль уровня шума на территории жилой застройки, в жилых и общественных зданиях и помещениях» [4] измерения шума от лифтового оборудования следует проводить в периоды максимальной эксплуатации или при непрерывном движении лифтов (не менее 10 минут), в том числе с остановками и открыванием-закрыванием дверей кабины лифта. Однако второй режим работы лифтового оборудования связан с относительно длительным простоем лебедки и не характеризует проблемные вопросы, связанные с эксплуатацией.

По указанной причине были выбраны следующие режимы работы лифтового оборудования: монтажный (с резкой остановкой) и штатный. Для указанных режимов исследовались вибрационные параметры плиты плавающего пола, определяющие прочность и надежность плиты, и контролировался шум в лифтовом холле.

Вибрация пола машинного отделения не нормируется, но при проведении измерений визуально наблюдались «качания» плавающего пола, что может привести к выходу из строя лифтовой лебедки, которая должна жестко крепиться к полу [5], либо к разрушению плавающего пола.

На рисунке 3 приведены результаты серии измерений уровней вибрации пола МО в третьоктавных полосах частот в различных точках, от работы лебедок разной грузоподъемности (630 кг и 1000 кг) для монтажного режима работы. Уровни вибрации представлены относительно порогового значения $a_0 = 10^{-6} \text{ м/с}^2$.

Частотный диапазон измерений ограничен 3 кГц, что обусловлено способами крепления вибродатчиков к измерительным поверхностям. Как видно из рисунка, указанный частотный диапазон измерений полностью охватывает основные вибрационные особенности, т.к. основной «пик» вибрации приходится на частоту 20 Гц (собственная частота колебаний плиты пола как твердого тела на упругом основании). При этом уровни вибрации на частоте 20 Гц превышают вибрацию в широкой полосе 40 Гц - 3 кГц более чем на 12 дБ - 20 дБ.

При измерениях вибрации пола у лебедок с разной грузоподъемностью, с учетом дополнительной нагрузки (900 кг) и без нее, наблюдаются схожие спектральные особенности. При общей статической нагрузке на упругий слой около 4000 кг, смещение собственной частоты колебаний плиты плавающего пола будет в пределах одной третьоктавной полосы анализа, что подтверждилось результатами измерений.

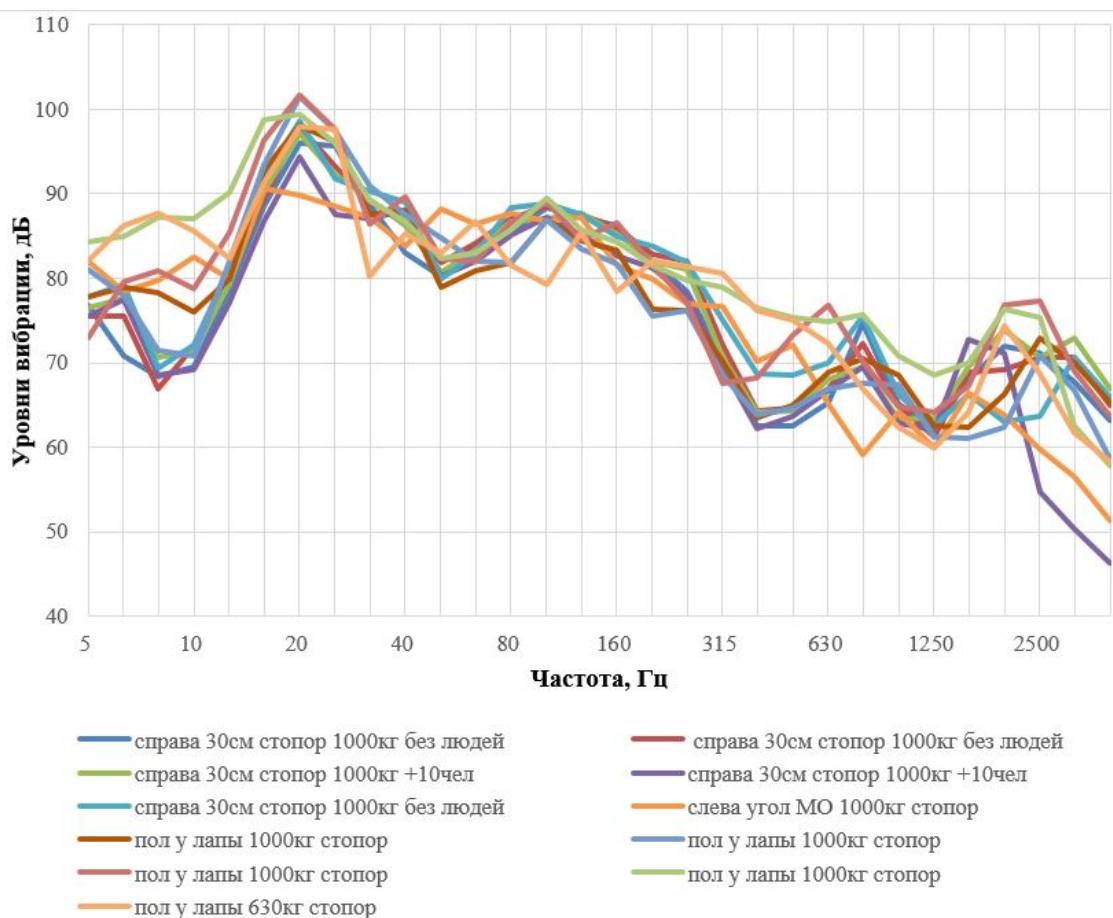


Рис. 3. Уровни вибрации пола МО при монтажном режиме работы лебедок.

Для оценки влияния шума от работы лебедок, выполнены замеры эквивалентных уровней звука в лифтовом холле последнего жилого этажа для штатного и монтажного режимов работы. Эквивалентные уровни звука в лифтовом холле составили 39дБА и 52дБА, соответственно.

Для разработки мероприятий, направленных на снижение высоких уровней вибрации плиты плавающего пола, которые могут привести к преждевременной поломке лифтового оборудования, необходимо установить форму колебаний плиты плавающего пола. В области низких частот плита может совершать следующие виды колебаний:

- Вертикальные колебания как единое целое
- Поворотные колебания плиты
- Изгибные колебания плиты

Для выявления формы колебаний плиты плавающего пола проведены синхронные измерения вибрации двух противоположных краев плиты МО в районе размещения грузопассажирской лебедки.

На рисунке 4 представлена передаточная функция («K») между двумя указанными точками измерения вибрации. Видно, что начиная с частоты 5 Гц и приблизительно до частоты 200 Гц, передаточная функция «K» равна единице ($20\log(K) = 0$ дБ), что свидетельствует о практически равных уровнях колебаний, характерных для колебаний плиты как единого целого.



Рис. 4. Передаточная функция «K».

Однако, при этом плита могла совершать поворотные колебания. Для проверки данного положения были измерены фазовые сдвиги амплитудных колебаний противоположных краев плиты, показанные на рисунке 5. Сдвиг фаз между колебаниями противоположных краев плиты в районе расположения грузопассажирской лебедки до частоты 70 Гц равен нулю. Это свидетельствует о том, что вибрации противоположных краев плавающего пола синфазны, и поворотные колебания плиты в указанном частотном диапазоне отсутствуют.

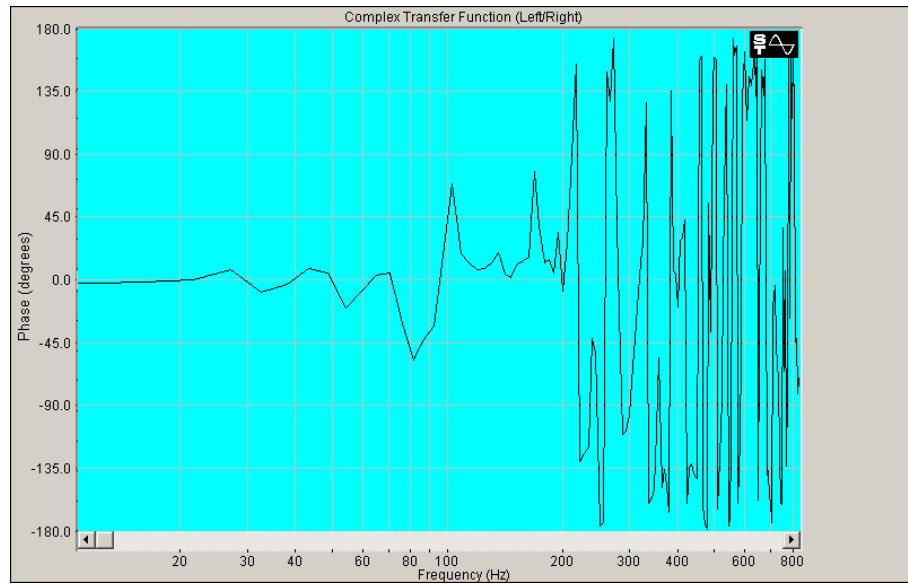


Рис. 5. Сдвиг фаз между колебаниями противоположных краев плиты в районе расположения лебедки 1000 кг.

2. Разработка и реализация шумозащитных мероприятий

В качестве мероприятия по снижению вибрации от работы лифтовых лебедок была предложена установка двух упоров-ограничителей. Зоной усиления плавающего пола машинного отделения будет являться только часть МО, в которой установлена лебедка грузового лифта, рядом с которой зафиксированы наибольший уровень вибраций. На рисунке 6 приведено месторасположение упоров-ограничителей.

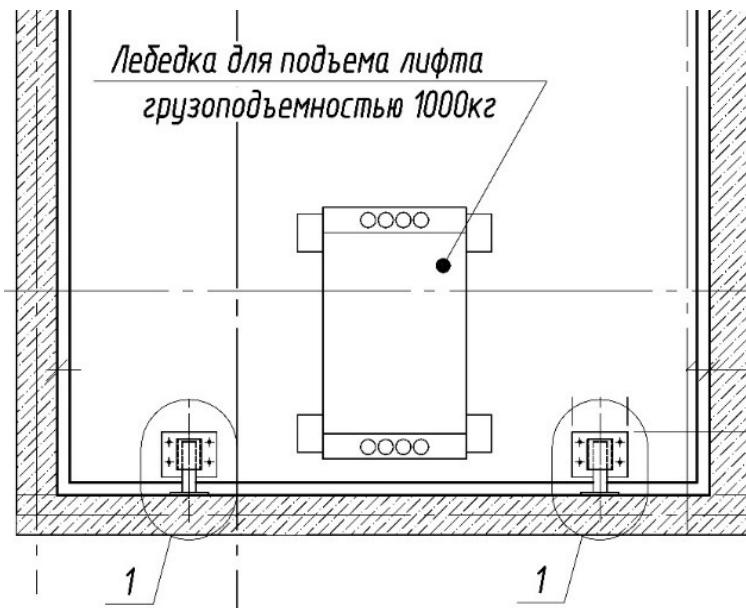


Рис. 6. Месторасположение упоров-ограничителей.

Упоры выполнены из двух деталей - железного двутавра (деталь Д1), жестко прикрепленного к стене машинного отделения и железной полой трубы (деталь Д2), жестко прикрепленной к плавающему полу машинного отделения. Между деталями по всей зоне контакта двутавра с трубой проложена резиновая пластина, для снижения передаваемой вибрации.

Крепление упоров-ограничителей и расположение резиновой пластины представлены на рисунке 7.

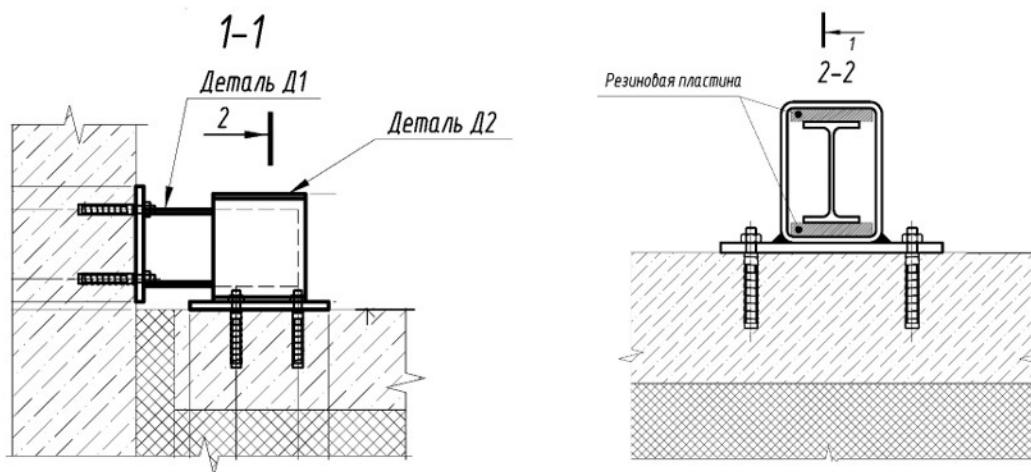


Рис. 7. Крепление упоров-ограничителей и расположение резиновой пластины.

При реализации предложенной конструкции упора-ограничителя увеличивается жесткость соединения плиты плавающего пола со строительной конструкцией здания (стеной), что может сопровождаться увеличением структурного (ударного) шума при штатной работе лифтового оборудования. Это в свою очередь может привести к превышению нормативных значений по шуму в жилых помещениях.

Жесткость изолирующего слоя минваты плавающего пола и жесткость упоров (с учетом технических параметров выбранной резины [6]) были определены по выражению:

$K = E \cdot S/h$, где E - модуль упругости материала, S - площадь элемента м^2 , h – толщина элемента, м. Суммарная жесткость определялась как $K_{\text{сумм}} = K_{\text{мв}} + K_{\text{упора}}$ [7].

Результаты расчета, представленные в таблице 1, показали, что в предложенной конструкции жесткость двух упоров-ограничителей в 6 раз ниже жесткости плавающего пола машинного отделения.

Таблица 1

Сопоставление жесткости плавающего пола МО и упоров-ограничителей

Результаты расчета	До установки упоров-ограничителей	После установки упоров-ограничителей
Модуль упругости материала, Па	5,8E+06	3,7E+07
Толщина элемента (h), м	0,016	0,014
длина элемента (L), м	1,15	0,09
Ширина элемента (B), м	0,065	0,12
Площадь элемента (S), м^2	0,07475	0,0108
Количество элементов, шт	2	2
Сумм. площадь упруг. слоя (S_y)	0,1495	0,0216
Жесткость упругого слоя (K), Н/м	3,1E+07	5,1E+06

Внешний вид упоров-ограничителей и их месторасположение относительно грузопассажирской лебедки представлено на рисунке 8.



Рис. 8. Внешний вид и месторасположение упоров-ограничителей.

С учетом изменения жесткости соединения плиты плавающего пола с общестроительными конструкциями жилого дома в результате установки упоров-ограничителей, повторно были выполнены измерения шума в лифтовом холле последнего этажа (до и после реализации предложенной конструкции упора-ограничителя). Разработанные упоры-ограничители являются вспомогательным устройством, предназначенным для снижения структурной составляющей шума в помещениях жилого этажа, поэтому эффективность по снижению вибрации МО не оценивалась.

В таблице 2 представлены эквивалентные уровни звука в лифтовом холле последнего этажа до и после проведения мероприятий.

При штатной работе лифтового оборудования эквивалентные уровни звука после установки упоров-ограничителей изменились незначительно (в пределах погрешности измерений) и составляют 40дБА.

При работе лифтового оборудования в монтажном режиме после установки упоров-ограничителей эквивалентные уровни звука уменьшились с 52 дБА до 44 дБА.

Таблица 2

Эквивалентные уровни звука в лифтовом холле до и после установки упоров-ограничителей

Режим работы лебедки	$L_{\text{экв}}$, дБА до установки упоров-ограничителей в МО	$L_{\text{экв}}$, дБА после установки упоров-ограничителей в МО
Штатный режим	39	40
Монтажный режим	52	44

Заключение

Выполнены измерения вибрации плавающего пола машинного отделения и уровней шума в лифтовом холле для двух режимов работы лифтового оборудования: монтажного (с резкими остановками оборудования) и штатного. По результатам натурных измерений разработано и реализовано мероприятие по снижению вибрации пола машинного отделения от работы грузопассажирской лебедки – установка упоров-ограничителей с двух сторон от лебедки.

По результатам повторных измерений шума после реализации указанного мероприятия можно сделать вывод, что установка упоров ограничителей в машинном отделении не увеличивает структурную составляющую шума в помещениях, расположенных на последнем жилом этаже.

Эквивалентные уровни звука в лифтовом холле до установки упоров-ограничителей при штатном режиме практически не изменились. Эквивалентные уровни звука в лифтовом холле после установки упоров-ограничителей при монтажном режиме снижены в среднем на 8 дБА.

Список литературы

- ГОСТ Р ЕН 12354-5-2012. Акустика зданий. Методы расчета акустических характеристик зданий по характеристикам их элементов. Часть 5. Шум инженерного оборудования.
- Кузнецова А.Д. Структурный шум на производстве, выявление вклада и методы снижения // Noise theory and practice т.7 вып. 2 – 2021 - с. 218-225
- Пименов И.К., Дышкин П.Н., Кузнецова А.Д. Идентификация путей распространения шума и вибрации от лифтового оборудования и разработка рекомендаций по снижению шума в жилых квартирах // Защита от повышенного шума и вибрации: Сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием - 2015 - с. 410-420
- МУК 4.3.3722-21 «Контроль уровня шума на территории жилой застройки, в жилых и общественных зданиях и помещениях»
- ГОСТ Р 53780-2010 (ЕН 81-1:1998, ЕН 81-2:1998) Лифты. Общие требования безопасности к устройству и установке
- ГОСТ 7338-90 Пластины резиновые и резинотканевые. Технические условия

7. Тимошенко, С. П. Сопротивление материалов / Перевод В. Н. Федорова с 3-го американ. изд. - Москва: Физматгиз, 1960-1965.

References

1. GOST R EN 12354-5-2012. Building acoustics. Estimation of acoustic performance of buildings from the performance of elements. Part 5. Sound due to the service equipment
2. Kuznetsova A.D. Structural noise in production, contribution identification and mitigation methods // Noise theory and practice / vol.7 no.2 - 2021 - pp. 218-225
3. Pimenov I.K., Dyshkin P.N. Kuznetsova A.D. Identification of ways of noise and vibration propagation from elevator equipment and development of recommendations for noise reduction in residential apartments / / Protection from increased noise and vibration: Collection of reports of the All-Russian Scientific and practical Conference with international participation - 2015 - pp. 410-420
4. MUK 4.3.3722-21. Noise level control in residential buildings, residential and public buildings and premises
5. GOST R 53780-2010 Lifts. General safety requirements for the construction and installation
6. GOST 7338-90 Rubber and rubber fabric plates. Technical conditions
7. Timoshenko, S. P. Resistance of materials / Translated by V. N. Fedorov from the 3rd American Edition - Moscow: Fizmatgiz, 1960-1965.

УДК: 641.514.8.06-533.4

OECD: 02.11.JY

Шумовые и вибрационные параметры блендера MACAP P100 C13 при обработке жидких пищевых продуктов

Заплетников И.Н.¹, Гордиенко А.В.², Еременко Д. О.³, Захаров А. Ю.⁴

¹ Д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Оборудование пищевых производств»

² К.т.н., доцент кафедры «Оборудование пищевых производств»

³ К.т.н., доцент кафедры «Пищевые технологии и оборудование», Севастопольский государственный университет, г. Севастополь, РФ

⁴ Магистрант кафедры «Оборудование пищевых производств»

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

Аннотация

Значимой операцией на пищевых предприятиях является процесс смешивания и измельчения различных ингредиентов, который выполняется с помощью высокопроизводительных устройств – блендеров. Изъяном в эксплуатации данного оборудования является высокий уровень шума, превосходящий допускаемые санитарные нормы. Целью работы является установление шумовых характеристик (ШХ) блендера при различных режимах работы, а также установление воздействия технологических и кинематических условий на её ШХ. Установление ШХ велось в реверберационной камере размером 100 м³ шумомером «Ассистент» НТМ-Защита (РФ) согласно ГОСТ 51400-99 (ИСО 3743-1(2)-94). В качестве экспериментального образца применялась машина P100 C13 Macap итальянского изготовления фирмы «Macap». Машина исследовалась на рабочем и холостом ходу. Установлены значения виброакустических характеристик (ВАХ) блендера P100 C13 Macap итальянского производства в условиях эксплуатации, при работе на холостом ходу отмечается превышение предельно-допустимых шумовых характеристик (ПДШХ) практически на всех частотах. Предложены рекомендации по улучшению звуковых параметров машины.

Ключевые слова: блендер, шумовые и вибрационные характеристики, скорость работы, осциллограмма, плотность продукта.

Noise and vibration parameters of the MACAP P100 C13 blender when processing liquid food

Zapletnikov I.N.¹, Gordienko A.V.², Eremenko D.O.³, Zaharov A.U.⁴

¹ DSc, professor, head of the department of Equipment of Food Production

² PhD, assistant professor of the department of Equipment of Food Production

³ PhD, assistant professor of the department of Food Technologies and Equipment, Sevastopol State University, Sevastopol, Russia

⁴ Master of the department of Equipment of Food Production

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

Abstract

A significant operation in food enterprises is the process of mixing and grinding various ingredients, which is performed using high-performance devices - blenders. A flaw in the operation of this equipment is a high noise level that exceeds the permissible sanitary standards. The aim of the work is to establish the noise characteristics (NH) of a blender under various operating modes, as well as to establish the impact of technological and kinematic conditions on its NH. The determination of NH was carried out in a reverberation chamber with a size of 100 m³ using an NTM-Protection (RF) sound level meter "Assistant" in accordance with GOST 51400-99 (ISO 3743-1(2)-94). As an experimental sample, a P100 C13 Macap machine made in Italy by Macap was used. The car was examined at work and idle. The values of vibroacoustic characteristics (VAC) of the Italian-made R100 C13 Macap blender under operating conditions have been established; when idling, the maximum permissible noise characteristics (MPNC) are exceeded at almost all frequencies. Suggested recommendations for improving the sound parameters of the machine.

Keywords: blender, noise and vibration characteristics, operating speed, waveform, product density.

Введение

В пищевых производствах широко используется оборудование для перемешивания и взбивания пищевых продуктов. Используются взбивальные, перемешивающие машины, машины для дробления твердых пищевых продуктов [1-3]. Наиболее универсальными являются блендеры французского, итальянского и российского производства.

В пищевой промышленности, в том числе общественном питании, они используются для обработки сырья и пищевых продуктов, следующих консистенций: твердых, пластичных и жидких. Блендеры применяют при производстве традиционных хлебобулочных изделий, а также новых хлебобулочных изделий, энергетических батончиков, кормов для сельскохозяйственных животных, новых сортов макарон, пищевых добавок и т.д.

Работа блендера сопровождается излучением шума, который вредно воздействует на работников предприятия. Также шум и вибрация возникает в результате износа основных узлов блендера.

Целью этой работы является изучение виброакустических характеристик блендера при работе без нагрузки и при обработке пищевого сырья и продуктов.

Среди бесчисленных конструкций тестомесильных и взбивальных машин, изготовления иностранных компаний, преимущественное распространение в странах ближнего зарубежья получил высокопрофессиональный блендер P100 C13 Macap, изготовленный массово компанией Macap (Италия), и применяемый для получения коктейлей, приготовления разнообразных пюре и соусов и т.д.

Данное оборудование устанавливается в кафе, барах, ресторанах, пиццериях и других местах.

1. Методические предпосылки

Блендер имеет две скорости работы - 10030 и 15000 об/мин, они позволяют за короткое время приготовить коктейль или фреш. Мощности оборудования -0.4 кВт хватает для быстрого измельчения твердых фруктов даже при максимальной загрузке чаши (объем чаши - 1,7 л). Данных характеристик достаточно для измельчения мягких и твердых продуктов, в том числе и льда.

Измерения ВАХ машины выполнялись в соответствии с ГОСТ Р 51400-99 (ISO 3743-1-94, ISO 3743-2-94) «Шум машин. Определение уровней звуковой

мощности источников шума по звуковому давлению. Технические методы для малых переносных источников шума в реверберационных полях в помещениях с жесткими стенами и в специальных реверберационных камерах» [4,5]. Применялась аттестованная реверберационная камера кафедры оборудования пищевых производств ДонНУЭТ размером в 100 м³, где на технологическом столе располагался изучаемый блендер (1) (рис. 1).

Исследования ВАХ проводились на экспериментальном стенде, который состоит из: комплекта измерительного К505 (2), преобразователя мощности П.030 (3), аналогово-цифрового преобразователя (АЦП) (4), точного импульсного шумомера 00 023 «Robotron» (5), шумомера ВШВ-003 М2 (6), анализатора шума и вибрации «АССИСТЕНТ» (9), ПК (8) и блендера (7), установленного на технологическом столе.



Рис. 1. Экспериментальный стенд

Измерительное расстояние 1 м. Расхождение внешнего шума и источника звука представляло больше десяти дБ в октавных полосах частот и по уровню звука.

Измерялись:

- 1) эквивалентные уровни звукового давления в октавных полосах частот и по характеристике A ; L_p , L_{pA} ;
- 2) виброускорение a на опорах крепления машины;
- 3) затрачиваемая мощность машины N .

Согласно с ГОСТ уровня звукового давления были пересчитаны в уровни звуковой мощности (УЗМ), которые сравнивались с предельно допустимыми шумовыми характеристиками для производственных помещений РФ, залов кафе, ресторанов, столовых и непосредственно примыкающих территорий [6-8]. Расчет ПДШХ для блендера производился согласно межгосударственному стандарту ГОСТ 30530-97 «Методы расчета предельно допустимых шумовых характеристик стационарных машин» при работе под нагрузкой. Сопоставление ШХ с рассчитанными ПДШХ позволяет установить направления улучшения конструкции машины для повышения её технического уровня. Рассчитанные ПДШХ соответствуют типовым условиям эксплуатации залов кафе.

Все измеряемые параметры записывались в режиме реального времени в программе для ведения архива измерений на персональном компьютере (ПК). Посредством аналогово-цифрового преобразователя исследуемые параметры ($L_{pA, \text{дБ}}$;

а, м/с^2 ; N , Вт) отображались с помощью программы ACP NEW2 в виде осцилограммы на ПК (рис. 2).

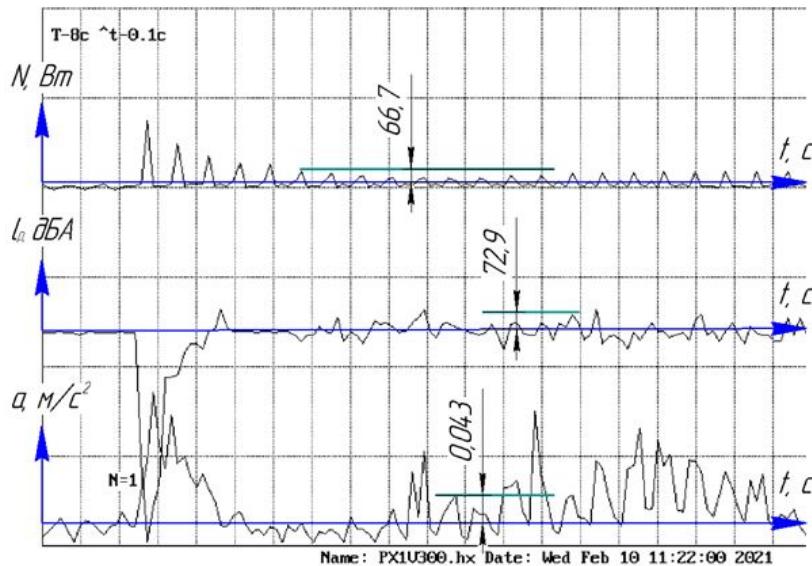


Рис. 2. Осцилограмма записи акустических и технологических параметров работы блендера Macap P100 C13 (на примере модельной жидкости)

Блендер исследовался на холостом ходу и при обработке жидких пищевых продуктов различной плотности, различного объема и частоте вращения рабочего органа: модельная жидкость с плотностью 1000 кг/м³, имитирующая молочный коктейль (сливки); яйца куриные; масло подсолнечное рафинированное «Златожар»; майонез салатный «Норма»; томатный морс.

2. Результаты экспериментальных исследований

В итоге выполнения опытов на ПК записаны осциллограммы в реальном масштабе времени затрачиваемая мощность N , Вт, уровень звука А (УЗА) - $L_{pA,\text{дБА}}$ и виброускорение на корпусе блендера a_k , м/с². Потребляемая мощность регистрировалась образцовым ваттметром (К 505). Период измерений составлял 0,1 с. Тарировка осциллограмм по уровню звукового давления (УЗД) и виброускорению велась по прибору «Ассистент». Статистическая переработка итогов измерения УЗА выполнялась согласно с ГОСТ 27408-87 «Шум. Методы статистической обработки результатов определения и контроля уровня шума, излучаемого машинами», а УЗД согласно с ГОСТ 30691-2001 (ИСО 4871-96) «Шум машин. Заявление и контроль значений шумовых характеристик».

Обзор итогов опытов (рис. 2) дает понять, что блендер излучает непостоянный шума, как без нагрузки, так и под нагрузкой.

В итоге изучений отмечено, что на корректированный уровень звуковой мощности, а еще в октавных полосах частот, самое большое воздействие оказывает скорость вращения ножевого рабочего органа. Однако, степень заполнения стакана и физико-механические свойства, обрабатываемого пищевого продукта, также оказывают влияние на УЗМ блендера.

Отмечено, что увеличение УЗМ сопряжено с обрабатыванием пищевого продукта с более высокой плотностью, а еще с увеличением частоты вращения ножевого рабочего органа. Что в свою очередь говорит о том, что работа электродвигателя является основным источником повышенного шума в данной машине. Эта закономерность

проявляется, в первую очередь, на низких частотах. Становятся хуже ШХ машины при повышении объема пищевого продукта.

Корректированный уровень звуковой мощности, излучаемый машиной при работе на холостом ходу составляет 74 дБА, в рабочем режиме – 79,5 дБА. Превышение ПДШХ отмечается по характеристике А только при нагружении - на 2,5 дБА.

Таблица 1

Характеристики на холостом ходу

Ско- рость, рад/с	Сред- няя ско- рость	Уровень звуковой мощности L_w , дБ, в октавной полосе частот со среднегеометрической частотой, Гц										Ви- бро- уско- рение a , м/с ²
		N , Вт	L_{pAmax} , дБА	L_{pAmin} , дБА	63	125	250	500	1000	2000	4000	
1050	66,66	76,91	72,91	36,91	53,91	66,91	56,91	61,91	70,91	69,91	60,91	0,043
1570	120	80,91	73,41	36,11	46,11	80,41	66,21	66,71	73,41	74,11	66,01	0,033

Исследования ШХ машины в октавных полосах частот (табл. 1) показывает, что превышение ПДШХ отслеживается при работе без нагрузки в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 250 Гц - на 2 дБ, 2000 Гц - на 3,4 дБ, 4000 Гц - на 6 дБ (рис. 3).

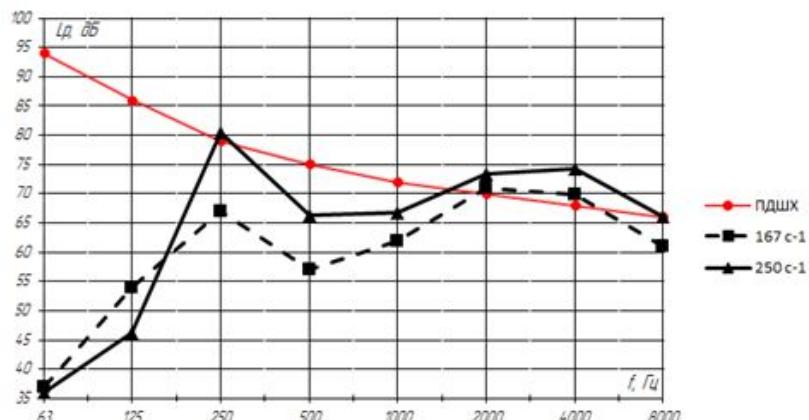


Рис. 3. Уровни звуковой мощности блендера без нагрузки

Превышение ПДШХ наблюдается также при обработке (рис. 4):

- модельной жидкости в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 2000 Гц - на 3 дБ и 4000 Гц - на 1,2 дБ, для объема $V=100$ мл и скорости работы 1570 рад/с.

- яиц куриных в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 4000 Гц - на 1 дБ, для объема $V=400$ мл и скорости работы 1570 рад/с.

- майонеза в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 2000 Гц - на 1 дБ, для объема $V=200$ мл и скорости работы 1570 рад/с.

- томатного морса на скорости работы 1570 рад/с, при объемах $V=100$ и $V=200$ мл в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 2000 Гц - на 4,3 и 3,6 дБ, и 4000 Гц - на 2 и 1,6 дБ соответственно.

При обработке подсолнечного масла превышение ПДШХ не обнаружено.

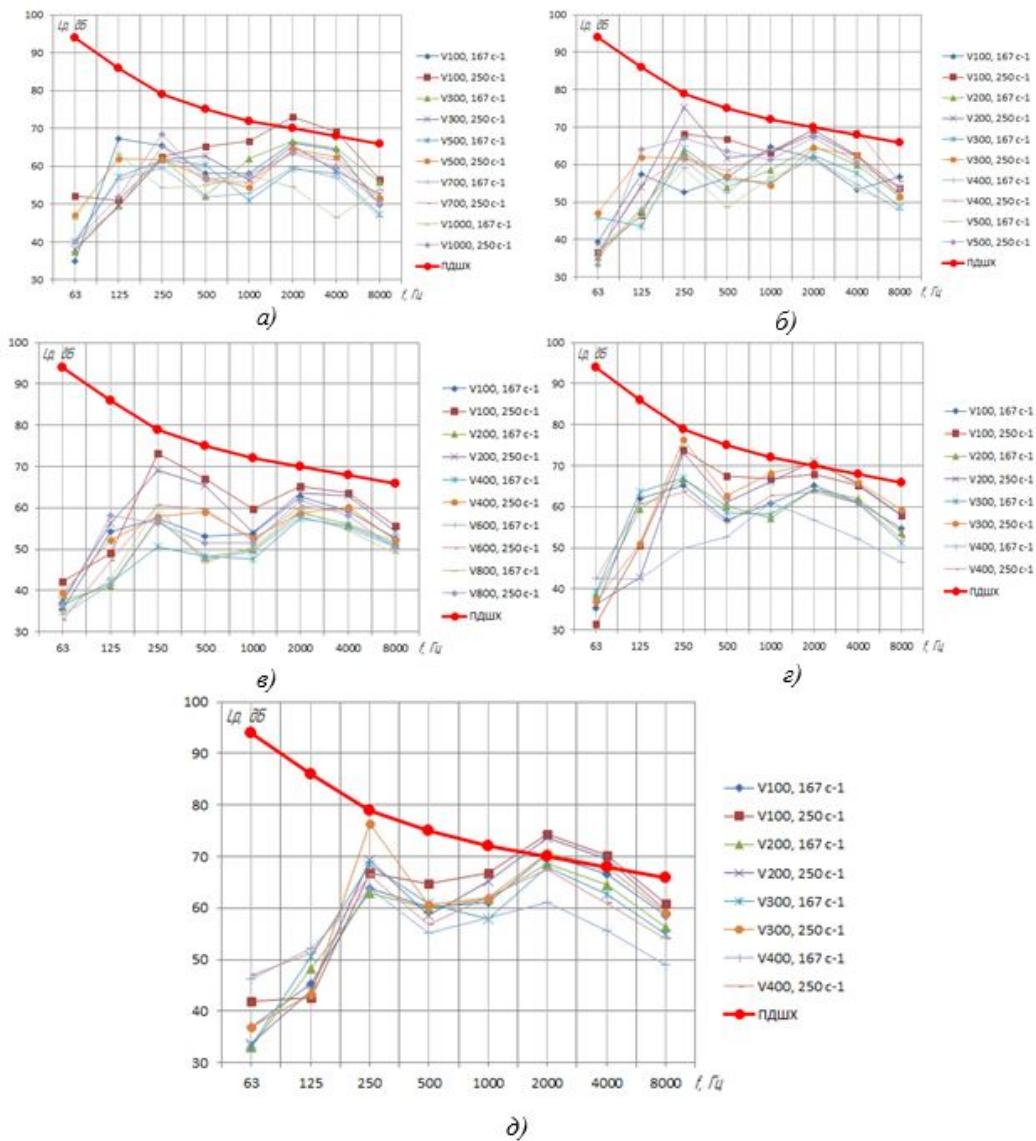


Рис. 4. Уровни звуковой мощности блендера при обработке:

а) модельной жидкости, плотностью 998,2 кг/м³; б) яиц куриных, плотностью 1050 кг/м³; в) масла подсолнечного, плотностью 926 кг/м³; г) майонеза, плотностью 910 кг/м³; д) томатного морса, плотностью 1060 кг/м³

При обработке подсолнечного масла превышение ПДШХ не обнаружено.

Таким образом, установлены значения ВАХ блендера итальянского изготовления в условиях эксплуатации: при работе на холостом ходу отмечается превышение ПДШХ на низких частотах 250 Гц - на 2 дБ, высоких 2000 Гц - на 3,4 дБ, 4000 Гц - на 6 дБ.

В добавок превышение ПДШХ отмечается при обработке жидких пищевых продуктов в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 2000 Гц – на 4,5 дБ и 4000 Гц – на 2 дБ.

В остальных полосах частот и режимах работы превышение ПДШХ не найдено.

Заключение

Для снижения ШХ машины нужно повысить жёсткость конструкции агрегата либо покрыть внутреннюю поверхность корпуса вибропоглощающими материалами, возможными для контакта с пищевыми продуктами.

Последующие изучения предполагают нахождение многофакторных моделей в натуральных переменных и испытания способов совершенствования ШХ профессионального блендера Р100 С13 Масар.

Список литературы

1. Вибраакустические свойства взбивально-тестомесильного пищевого оборудования. [монография] / И.Н.Заплетников, А.В.Гордиенко. - Барнаул: Издатель: ИП Колмогоров И.А., 2020. – 250 с.
2. Заплетников, И. Н. Вибраакустика оборудования пищевых производств: монография /И. Н. Заплетников; – Харьков : НТМТ , 2015. – 542 с.
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»: Междунар. 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, ИСО 3743-2-94). Шум машин. Определение уровней звуковой мощности источников шума по звуковому давлению. Технические методы для малых переносных источников шума в реверберационных полях в помещениях с жесткими стенами и в специальных реверберационных камерах. – М.: Госстандарт России, 2000. – 19 с.
5. ГОСТ Р ИСО 3743-1-2013 Шум машин. Определение уровней звуковой мощности источников шума по звуковому давлению. Технические методы для малых переносных источников шума в реверберационных полях в помещениях с жесткими стенами и в специальных реверберационных камерах. – М.: Стандартинформ, 2014. – 30 с.
6. Иванов Н.И., Шашурина А.Е., Защита от шума и вибрации, Учебное пособие / Н.И. Иванов, А.Е. Шашурина; издание второе, дополненное и переработанное – Печатный цех. 2019. – 284 с.
7. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник / Н.И. Иванов. - 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Логос, 2013. – 432 с.
8. Акустика: Учебник для вузов / Ш.Я. Вахитов, Ю.А.Ковалгин, А.А. Фадеев, Ю.П. Щевьев / Под ред. Профессора Ю.А. Ковалгина. – М.: Горячая линия-Телеком, 2009. – 660 с.: ил.

References

1. Vibroacoustic properties of whipping and mixing food equipment. [monograph] / IN Zapletnikov, AV Gordienko. - Barnaul: Publisher: IE Kolmogorov I.A., 2020. – 250 p.
2. Zapletnikov, IN Vibroacoustics of food production equipment: monograph / I. N. Zapletnikov; - Kharkiv: NTMT, 2015. – 542 p.
3. Zapletnikov I. N. Noise characteristics of a whipping machine for operation at catering establishments / I. N. Zapletnikov, A. V. Gordienko, A. K. Pilnenko // "Phenomena of transfer in the processes and apparatus of chemical and food industries": International scientific and technical Conf., November 16-17, 2016: / editorial board. A.N. Ostrikov [abstracts] - Voronezh: FSBEI HE "VSUET", 2016. – 624 p. – P. 585-589.

4. GOST R 51400-99 (ISO 3743-1-94, ISO 3743-2-94). Noise of cars. Determination of sound power levels of noise sources by sound pressure. Technical methods for small portable noise sources in reverberation fields in rooms with rigid walls and in special reverberation chambers. – M.: Gosstandart of Russia, 2000 – 19 p.

5. GOST R ISO 3743-1-2013. Noise of cars. Determination of sound power levels of noise sources by sound pressure. Technical methods for the transfer of small noise sources in reverberation fields in cabinets with hard walls and in special reverberation chambers. – M.: Standartinform, 2014. – 30 p.

6. Ivanov N.I., Shashurin A.E., Protection against noise and vibration, Textbook / N.I. Ivanov, A.E. Shashurin; second edition, supplemented and revised – Printing shop. 2019. – 284 p.

7. Engineering acoustics. Theory and practice of noise control: textbook / N.I. Ivanov. - 3rd ed. revised and additional – M.: Logos, 2013. – 432 p.

8. Acoustics: Textbook for universities / Sh.Ya. Vakhitov, Yu.A. Kovalgin, A.A. Fadeev, Yu.P. Shcheviev / Ed. Professor Yu.A. Kovalgin. – M.: Hotline-Telecom, 2009. – 660 p.

УДК: 331.446.4

OECD: 02.07.ZQ

Разработка организационно-технических мероприятий, направленных на борьбу с шумовым воздействием на рабочем месте водителя погрузчика

Гусева А. А.

Студент, кафедра Безопасности производств, Санкт-Петербургский Горный университет,
г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

При трудовом процессе производственные факторы не должны оказывать вредное воздействие на работающего. В представленной работе рассмотрено шумовое воздействие на рабочем месте водителя погрузчика. Если каждый день на человека воздействует интенсивный шум, то это может приводить, в том числе, к возникновению профессионального заболевания - тугоухости, симптомом которого является потеря слуха. Для снижения воздействия шума произведен выбор звукоизолирующего материала для обшивки кабины. После обшивки кабины транспортного средства выполнены расчеты эквивалентного уровня шума от источников: от работы двигателя, от выпуска. На основе расчета ожидаемого уровня звука в кабине погрузчика после обшивки звукоизоляционным материалом определен класс условий труда. Использована карта специальной оценки условий труда (далее – СОУТ) от организации, протокол оценки условий труда по показателям тяжести и напряженности трудового процесса.

Ключевые слова: вредные производственные факторы, шумовое воздействие, звукоизоляция, улучшение условий труда, расчет эквивалентного уровня шума, звукоизолирующий материал.

Development of organizational and technical measures aimed at combating noise exposure at the workplace of the loader driver

Guseva A. A.¹

¹ Student, Saint Petersburg Mining University, St. Petersburg, Russia

Abstract

During the labor process, production factors should not have a harmful effect on the worker. In the presented work, the noise impact at the workplace of the loader driver is considered. If an intense noise affects a person every day, then this can lead, among other things, to the occurrence of an occupational disease - hearing loss, the symptom of which is hearing loss. To reduce the impact of noise, a sound-proofing material was selected for the cabin cladding. After covering the cab of the vehicle, calculations of the equivalent noise level from sources were performed: from engine operation, from exhaust. Based on the calculation of the expected sound level in the loader cab after cladding with sound-proof material, the class of working conditions is determined. The map of the special assessment of working conditions from the organization, the protocol of assessment of working conditions on indicators of severity and intensity of the labor process was used.

Keywords: harmful production factors, noise exposure, sound insulation, improvement of working conditions, calculation of the equivalent noise level, sound insulation material.

Введение

При трудовом процессе производственные факторы не должны оказывать вредное воздействие на работающего. Для обеспечения достойных и безопасных условий труда сотрудников необходимо снижать воздействие вредных производственных факторов на человека, т.к. их воздействие повышает затраты производства [1].

Третьим по распространенности заболеванием в мире среди взрослых людей является потеря слуха [2]. Целями работы являются снижение воздействия уровня шума и его расчет после обшивки кабины транспортного средства звукоизолирующими материалами.

Согласно протоколу проведения исследований и измерений шума, при проведении СОУТ, эквивалентный уровень звука при продолжительности воздействия 7,2 часа составляет 82 дБА (продолжительность воздействия 7,2 часа указана в карте СОУТ). Результаты превышают предельно-допустимый уровень (далее – ПДУ) согласно таблице 4 «Классы условий труда в зависимости от уровней шума, локальной, общей вибрации, инфра- и ультразвука на рабочем месте» Руководства по гигиенической оценке факторов рабочей среды и трудового процесса Р 2.2.2006-05. 2.2. Гигиена труда [3], поэтому класс условий труда (к.у.т.) 3.1 (вредный).

Так как в кабине погрузчика DFG-430 источником шума является двигатель S4S, то наиболее целесообразным будет понижать шум непосредственно в самой кабине погрузчика. Произведем расчет снижения шумового воздействия путем обшивки кабины материалом СГМ-изол И8 в 2 слоя (SGM-izol I, толщина 20 мм).

Звукоизолирующий материал СГМ-изол И8 изготавливается по ТУ 2254-002-26120078-2014 [4] и не подлежит обязательному подтверждению соответствия требованиям части 4 статьи 145 Федерального закона от 22.07.2008 г. № 123-ФЗ «Технический регламент о требованиях пожарной безопасности» [5] и применяется для обеспечения акустического комфорта при эксплуатации автомобильного и других видов транспорта, машин и механизмов. Скорость горения СГМ-изол И8 составляет менее 100 мм в минуту.

Минимальное рабочее пространство вокруг оператора в спецодежде для работы в положении сидя, ограниченное внутренними размерами кабины, установленное в соответствии с ГОСТ 12.2.011-2012 «ССБТ. Машины строительные, дорожные и землеройные» [6] и ГОСТ Р ИСО 3411-99 «Машины землеройные. Антропометрические данные операторов и минимальное рабочее пространство вокруг оператора» [7], должно быть не менее 920 мм. При облицовке кабины погрузчика DFG-430 звукоизолирующими материалом СГМ-изол И8 в 2 слоя ширина кабины (свободное пространство) уменьшится до 1216 мм, что соответствует эргономическим требованиям, предъявляемым к рабочему пространству вокруг оператора [8].

Для расчета уровня шума на рабочем месте будут использоваться методики, предложенные Ивановым Н.И. [9].

1. Исходные данные

Исходные данные:

1. Геометрические размеры кабины. Данные из технического паспорта.
2. Характеристику источника шума и выпуска принимаем по табл. 1 (данные взяты из технического паспорта).
3. Все ограждения в кабине принимаем выполненными из стали, обшитыми выбранным звукоизолирующим материалом. Звукоизоляцию (SI), дБ принимаем согласно табл. 2 (данные взяты из технического паспорта).

Таблица 1

Уровни звуковой мощности для двигателя L_{wD} и выпуска L_{wExh} , дБ

	Октачная полоса со среднегеометрической частотой, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L_{wD}	97	97	99	101	98	100	99	99
L_{wExh}	62	67	72	77	77	74	68	64

Таблица 2

Звукоизоляция стального ограждения и стального ограждения, общего звукоизолирующим материалом, дБ [10]

Ограждение	Октачная полоса со среднегеометрической частотой, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Сталь	19	20	22	25	30	31	30	32
Сталь + 2-х сл. СГМ-изол И8	30	31	35	35	40	41	38	39

Двигатель размещается в моторном отсеке, шум от дизельного двигателя (L_{Dwall}^{cab}) проходит через перегородку между кабиной и моторным отсеком, далее через ограждения капота и затем через панели кабины, исключая пол, перегородку (L_{Dhood}^{cab}) [11]. Шум выпуска (L_{Exh}^{cab}) проникает в кабину через все ограждения, за исключением перегородки, через которую проходит шум от двигателя внутреннего сгорания и пола (рис.1) [8].

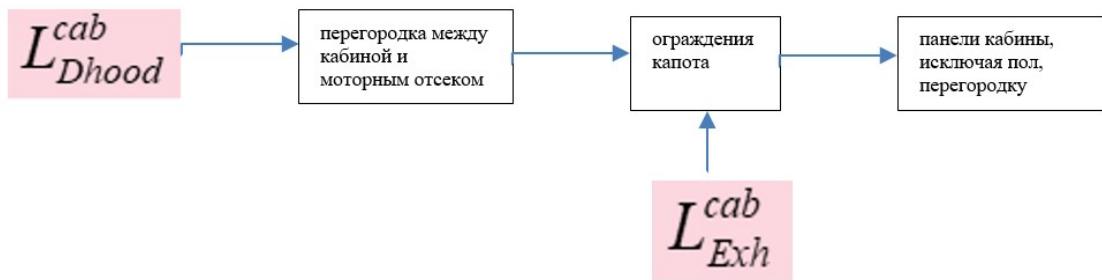


Рис. 1. Схема распространения звука от источников в кабину

2. Расчет ожидаемого уровня шумового воздействия

Расчет ожидаемого уровня в кабине погрузчика состоит из 4-х частей:

1. Расчет шума от работы двигателя через перегородку между двигателем и кабиной на частоте 63 Гц:

$$C_1(\omega) = 10 \cdot \lg \left(\frac{x_{hood}}{4\pi r_D^2} + \frac{4\psi_{hood}}{B_{hood}} \right) = 10 \cdot \lg \left(\frac{1,5}{4 \cdot 3,14 \cdot 1,1^2} + \frac{4 \cdot 0,9}{0,4} \right) = 7,1 \text{ дБ}; \quad (1)$$

$$B_{hood} = \frac{A_{hood}}{1 - \alpha_{hood}} = \frac{\alpha_{hood} \cdot S_{hood}}{1 - \alpha_{hood}} = \frac{0,19 \cdot 1,8}{1 - 0,19} = 0,4 \text{ м}^2; \quad (2)$$

$$b_1 = 10 \cdot \lg \frac{S_{wall}}{S_{hood}} = 10 \cdot \lg \frac{0,9}{1,8} = -3,0, \quad (3)$$

где x_{hood} - коэффициент, учитывающий влияние ближнего звукового поля; r_D^2 - расстояние от двигателя до панели капота, м; ψ_{hood} - коэффициент, учитывающий нарушение диффузности звукового поля под капотом; $C_1(\omega)$ - показатель для расчета; B_{hood} - постоянная капота, м^2 ; A_{hood} - звукопоглощение капота, м^2 ; α_{hood} - средний коэффициент звукопоглощения под капотом; S_{hood} - общая площадь капота м^2 ; S_{wall} - площадь перегородки м^2 , b_1 - параметр введен для упрощения расчёта.

Площадь кабины A_{cab} :

$$A_{cab} = \alpha_{cab} \cdot S_{cab} = 0,3 \cdot 12,5 = 3,8 \text{ м}^2 \quad (4)$$

где S_{cab} - общая площадь панелей ограждения кабины м^2 ; α_{cab} - средний коэффициент звукопоглощения в кабине.

Значение для площади перегородки высчитываем:

$$A_3(\omega) = 10 \cdot \lg \frac{S_{wall}}{A_{cab}} = 10 \cdot \lg \frac{0,9}{3,8} = -6,2 \text{ дБ} \quad (5)$$

\overline{SI}_{wall} - приведенная звукоизоляция перегородки, дБ. Приведенная звукоизоляция перегородки будет равна звукоизоляции перегородки SI_{wall} , так как перегородка состоит из одной панели:

$$\overline{SI}_{wall} = SI_{wall}. \quad (6)$$

Шум от двигателя L_{Dwall}^{cab} через перегородку между моторным отсеком и кабиной на частоте 63 Гц, дБ:

$$\begin{aligned} L_{Dwall}^{cab} &= L_{wD} + C_1(\omega) + b_1 + A_3(\omega) - \overline{SI}_{wall} + 6 = \\ &= 103 + 7,1 - 3,0 - 6,2 - 30 + 6 = 76,9 \text{ дБ}. \end{aligned} \quad (7)$$

2. Расчет шума от двигателя, который проходит через ограждения капота, затем через панели кабины, исключая пол, перегородку L_{Dhood}^{cab} на частоте 63 Гц:

$$b_3 = 10 \cdot \lg \frac{S_{hood}}{S_{hood}} = 0 \text{ дБ}, \quad (8)$$

$$A_1(\omega) = 10 \cdot \lg \frac{\sum_{i=1}^n S_{cab,i}}{A_{cab}} = 10 \cdot \lg \frac{12,7}{3,8} = 5,2 \text{ дБ} \quad (9)$$

Где $S_{cab,i}$ площадь i-го ограждения кабины, м^2 ; $A_1(\omega)$ - значение для всей кабины без перегородки и пола; b_3 - параметр введен для упрощения расчёта.

Площадь кабины A_{cab2} считаем как общую площадь кабины, полученную в предыдущей части расчетов за вычетом площади пола и перегородки:

$$A_{cab2} = \alpha_{cab} \cdot S_{cab2} = 0,3 \cdot 12,7 = 3,8 \text{ м}^2 \quad (10)$$

Звукоизоляция кабины \overline{SI}_{cab} :

$$\overline{SI}_{cab} = 10 \lg \left(\frac{\sum_{i=1}^n S_{cab,i}}{\sum_{i=1}^n S_{cab,i} \cdot 10^{-0,1(SI_{cab,i} + t_{cab,i})}} \right) = 10 \lg \frac{12,7}{12,7 \cdot 10^{-0,1(19+5)}} = 24 \text{ дБ} \quad (11)$$

где $SI_{cab,i}$ - звукоизоляция i -го элемента кабины, дБ; $t_{cab,i}$ - добавка к звукоизоляции ограждения в зависимости от расположения панели, дБ.

Звукоизоляция капота \overline{SI}_{hood} :

$$\overline{SI}_{hood} = 10 \lg \left(\frac{S_{hood}}{S_{hood} \cdot 10^{-0,1(SI_{hood,i} + t_{hood,i})}} \right) = 10 \lg \frac{1,8}{1,8 \cdot 10^{-0,1(19+5)}} = 24 \text{ дБ} \quad (12)$$

где $SI_{hood,i}$ - звукоизоляция i -го элемента капота, дБ; $t_{hood,i}$ - добавка к звукоизоляции ограждения в зависимости от расположения панели, дБ.

Шум от двигателя $L_{D,hood}^{cab}$ ограждения капота и далее через панели кабины, исключая перегородку и пол на частоте 63 Гц, дБ:

$$\begin{aligned} L_{D,hood}^{cab} &= L_{wD} + C_1(\omega) + b_3 + A_1(\omega) - \overline{SI}_{cab} - \overline{SI}_{hood} + 6 = \\ &= 103 + 7,1 + 0 + 5,2 - 24 - 24 + 6 = 73,3 \text{ дБ.} \end{aligned} \quad (13)$$

3. Расчет шума от выпуска L_{Exh}^{cab} , проникающего в кабину через все ограждения, за исключением перегородки, через которую проходит шум от двигателя и пола на частоте 63 Гц:

$$a_1 = 20 \lg \frac{R_{Exh}}{r_{Exh}} = 20 \lg \frac{1,6}{0,25} = 16,1; \quad (14)$$

$$\begin{aligned} L_{Exh}^{cab} &= L_{wExh} - a_1 - \overline{3I}_{cab} + A_3(\omega) + D - \beta_{Exh} + 6 = \\ &= 62 - 16,1 - 24 - 6,12 - 4 + 8 + 6 = 13,7 \text{ дБ.} \end{aligned} \quad (15)$$

где R_{Exh} - расстояние от среза выпускной трубы до рабочего места, м; r_{Exh} - постоянная для расчета шума от выпуска; D - показатель направленности выпуска; β_{Exh} - добавка, учитывающая расположение выпускной трубы.

4. Расчет эквивалентного уровня звука от всех источников на рабочем месте погрузчика на частоте 63 Гц:

$$\begin{aligned} L_{cab} &= 10 \lg (10^{0,1 \cdot L_{D,wall}^{cab}} + 10^{0,1 \cdot L_{D,hood}^{cab}} + 10^{0,1 \cdot L_{Exh}^{cab}}) = \\ &= 10 \lg (10^{0,1 \cdot 76,9} + 10^{0,1 \cdot 73,3} + 10^{0,1 \cdot 13,7}) = 78,5 \text{ дБ.} \end{aligned} \quad (16)$$

Результаты расчетов представлены в табл. 3.

Таким образом, общий ожидаемый уровень звука в кабине погрузчика после обшивки кабины звукоизолирующим материалом СГМ-изол И8 в 2 слоя рассчитывается по формуле:

Таблица 3

Результаты расчетов ожидаемых параметров шума в кабине

	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$C_1(\omega)$	7,1	6,4	5,7	5,3	4,8	4,6	4,	3,9
B_{hood}	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,8	0,9	1,0
$A_3(\omega), \text{ дБ}$	-6,2	-8,4	-6,2	-6,2	-6,2	-6,2	-6,2	-9,2
$A_{cab, \text{м}^2}$	3,8	6,3	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	7,5
b_1	-3,0	-3,0	-3,0	-3,0	-3,0	-3,0	-3,0	-3,0
$SI_{wall}, \text{ дБ}$	30,0	31,0	35,0	35,0	40,0	41,0	38,0	39,0
$L_{Dwall}^{cab}, \text{ дБ}$	76,9	71,9	67,5	68,1	61,5	60,4	62,0	56,7
b_3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0, 0	0,0	0,0
$A_1(\omega), \text{ дБ}$	5,2	3,0	5,2	5,2	5,2	5,2	5,2	2,2
$A_{cab2, \text{м}^2}$	3,0	5,1	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	6,1
$SI_{hood}, \text{ дБ}$	24,0	25,0	27,0	30,0	35,0	36,0	35,0	37,0
$SI_{cab}, \text{ дБ}$	24,0	25,0	27,0	30,0	35,0	36,0	35,0	37,0
$L_{Dhood}^{cab}, \text{ дБ}$	73,3	67,4	62,9	57,5	45,9	43,8	44,5	36,1
a_1	16,1	16,1	16,1	16,1	16,1	16,1	16,1	16,1
$L_{Exh}^{cab}, \text{ дБ}$	13,7	15,5	20,7	22,7	17,7	13,7	8,7	-0,3
$L^{cab}, \text{ дБ}$	78,5	73,2	68,8	68,5	61,7	60,5	62,1	56,7

$$L_{full}^{cab} = 10 \lg \left(\sum_{i=1}^m 10^{0,1L_i^{cab} + k_i} \right) = 75,5 \text{ дБА.} \quad (17)$$

где m – число среднегеометрических частот октавных полос; k_i - поправочный коэффициент, соответствующий частотной характеристике А шумомера для i -й октавной полосы, дБ (табл. 4).

Таким образом, определено снижение шума с 82 дБА до 75,5 дБА.

Таблица 4

Значения поправочного коэффициента k_i , соответствующего частотной характеристике А шумомера для октавных полос

	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$k_i, \text{ дБ}$	-26,0	-16,1	-8,6	-3,2	0,0	1,2	1,0	-1,1

Заключение

В результате расчета был определен ожидаемый уровень звука в кабине погрузчика после обшивки кабины звукоизолирующим материалом СГМ-изол И8 в 2 слоя, который равен 75,5 дБА. Данный метод улучшения условий труда позволяет снизить класс условий труда по шуму с вредного 3.2 до допустимого 2.

Таким образом цель расчетов считается достигнутой, а метод обшивки кабины погрузчика можно считать эффективным, так как данное мероприятие позволит снизить негативное воздействие шума на работников, создать для них лучшие условия труда.

Список литературы

1. Айрбабамян С.А., Бангоян Э.Г. Решения актуальных проблем виброзащиты на автопогрузчиках // Сборник статей II Международной научно-технической конференции «Проблемы исследования проектирования машин». - Пенза, 2006, - 194с.
2. Айрбабамян С.А., Бангоян Э.Г. Снижение шума автопогрузчиков // Сборник материалов Второй Всероссийской студенческой научно-технической конференции «Экология и безопасность». – Тула: Изд-во ТулГУ, 2006, – 120с. - Текст : непосредственный.
3. Р 2.2.2006-05. 2.2. Гигиена труда. Руководство по гигиенической оценке факторов рабочей среды и трудового процесса. Критерии и классификация условий труда.
4. ТУ 2254-002-26120078-2014.
5. Федеральный закон от 22.07.2008 г. № 123-ФЗ «Технический регламент о требованиях пожарной безопасности».
6. ГОСТ 12.2.011-2012 «ССБТ. Машины строительные, дорожные и землеройные».
7. ГОСТ Р ИСО 3411-99 «Машины землеройные. Антропометрические данные операторов и минимальное рабочее пространство вокруг оператора».
8. Юдин Е.Я., Никольский В.Н. Справочник проектировщика. Защита от шума. - М.: Стройиздат, 1974. - 134 с.
9. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом. Учебник. - М.: Университетская книга, Логос, 2008. - 424 с. - ISBN 978-5-9870-286-0. - Текст : непосредственный.
10. Поспелов П.И. Проблемы акустического обоснования при проектировании шумозащитных экранов // Наука и техника в дор. отрасли. - 2001. - № 4. - С. 12-14. - Текст : непосредственный.
11. Юдина Т.В. Борьба с шумом на производстве. - М.: Просвещение, 2004г.

References

1. Ayrbabamyan S.A., Bangoyan E.G. Solutions to actual problems of vibration protection on forklifts // Collection of articles of the II International Scientific and Technical Conference "Problems of research of machine design". - Penza, 2006, - p.194 (rus).
2. Ayrbabamyan S.A., Bangoyan E.G. Noise reduction of forklifts // Collection of materials of the Second All-Russian Student Scientific and Technical Conference "Ecology and safety". - Tula: TulSU Publishing House, 2006, -p. 120 - Text: direct (rus).
3. R 2.2.2006-05. 2.2. Labor hygiene. Guidelines for the hygienic assessment of factors of the working environment and the labor process. Criteria and classification of working conditions.
4. TU 2254-002-26120078-2014.
5. Federal Law No. 123-FZ of 22.07.2008 "Technical Regulations on fire safety requirements".
6. GOST 12.2.011-2012 "SSBT. Construction, road and earthmoving machines".
7. GOST R ISO 3411-99 "Earthmoving machines. Anthropometric data of operators and the minimum working space around the operator".
8. Yudin E.Y., Nikolsky V.N. Designer's Handbook. Protection from noise. - M.: Stroyizdat, 1974. - 134 p.
9. Ivanov N.I. Engineering acoustics. Theory and practice of noise control. Textbook. - M.: University Book, Logos, 2008. - 424 p. - ISBN 978-5-9870-286-0. - Text : direct(rus).

10. Pospelov P.I. Problems of acoustic justification in the design of noise-proof screens // Science and technology in dor. industries. - 2001. - No. 4. - pp. 12-14. - Text : direct (rus).
11. Yudina T.V. The fight against noise in production. - M.: Enlightenment, 2004.

УДК: 628.517.2

OECD: 01.03.AA

Стоимостная оценка шумозащитной конструкции

Борцова С.С.

Старший преподаватель кафедры «Экология и производственная безопасность»,

Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»

им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Расходы на защиту от транспортного шума составляют значительную долю затрат транспортных объектов (автомобильных и железных дорог). При этом в каждом конкретном случае проектировщик может подобрать несколько вариантов шумозащитных конструкций (ШЗК) и (или) их комбинаций (для защиты высокояэтажной застройки), которые будут в состоянии обеспечить требуемое снижение шума. Варианты могут отличаться как параметрами ШЗК, влияющими на её акустическую эффективность, так и составом всего шумозащитного комплекса. Выбор оптимальной шумозащиты должен быть произведен с учётом её стоимости. Сметные расчеты необходимы практически всем участникам проекта. Однако составление сметы для каждого варианта шумозащиты может потребовать значительного времени. Избежать этого процесса, но вместе с тем представить данные о стоимости проектируемой шумозащиты возможно, если будет установлена зависимость стоимости ШЗК от ключевых конструктивных параметров: высота, форма и материал. Для этого автор проанализировал структуру и состав сметной стоимости основных ШЗК и представил в статье её параметрическую функцию в зависимости от тех же параметров, которые интересуют проектировщика акустика.

Ключевые слова: стоимость шумозащитных конструкций, экономическая оценка шумозащиты, параметрическая функция сметной стоимости, экономика шумозащиты, затраты на снижение шума.

Cost estimation of noise protection structures

Bortsova S.S.

*Senior Lecturer of the department of Ecology and Industrial Safety, Baltic State Technical University
‘VOENMEH’ named after D.F. Ustinov, St. Petersburg, Russia*

Abstract

The costs of protection from transport noise account for a significant proportion of the costs of transport infrastructure (roads and railways). At the same time, in each specific case, the designer can choose several options for noise protection structures and (or) their combinations (to protect high-rise buildings), which will be able to provide the required noise reduction. The variants may differ both in the parameters of the noise protection structures, which affect its acoustic efficiency, and in the composition of the entire noise protection complex. The choice of optimal noise protection should be made taking into account its cost. Estimates are necessary for almost all project participants. However, making an estimate for each noise protection option may take considerable time. It is possible to avoid this process, but at the same time to provide data on the cost of the projected noise protection, if the dependence of the cost of the noise protection structures on key design parameters is established: height, shape and material. To do this, the author analyzed the structure

and composition of the estimated cost of the main noise protection structures and presented in the article its parametric function depending on the same parameters that interest the acoustics designer.

Keywords: cost of noise protection structures, economic assessment of noise protection, parametric function of the estimated cost, economics of noise protection, cost of noise reduction.

Введение

Зашита от шума очень дорого обходится обществу, от 0,2 до 2% внутреннего валового продукта страны. Самым распространенным источником шума и главной причиной слухового раздражения и беспокойства людей во всех странах мира является шум транспорта. При этом затраты на шумозащиту при проектировании автомобильной дороги в городской черте могут достигать 25% от её сметной стоимости. Стоимость мероприятий, направленных на снижение шума железной дороги вблизи городской застройки сравнима со стоимостью железнодорожных путей [1].

Несмотря на то, что современный транспорт стал «тише» выпускаемого десять лет назад, возросшее число перевозок приводит к увеличению уровня шума. Поэтому наибольшее внимание уделяется разработке мер по снижению акустического воздействия автомобильных и железных дорог, ключевыми из которых являются шумозащитные конструкции (ШЗК): экраны (ШЭ), насыпи (ШН), зелёные насаждения (ШЗН) или проложение дороги в выемке (ШВ). ШЗК дают наибольшее снижение шума, к тому же являются более пригодными в эксплуатационном плане.

Зачастую для нормализации вредного влияния транспорта проектируется целый комплекс шумозащитных конструкций, дополнительно используют шумозащитное остекление защищаемых зданий и снижение шума источника (пористый асфальт, виброредемптирующие накладки и др.). Выбор состава такого комплекса осуществляется интуитивно, на основании данных об акустической эффективности применяемых средств защиты. Проектировщик не имеет представления, как изменение акустических параметров ШЗК повлияет на её стоимость, а составление сметы для каждого варианта шумозащиты может потребовать значительного времени. Это приводит к неоправданно высоким затратам, их снижение лежит на пути оптимизации шумозащиты по стоимостному критерию.

Для решения этой задачи изначально устанавливается связь эффективности каждой шумозащитной конструкции с основным(и) конструктивным(и) параметром(ами), что было предпринято автором в статье [2], а затем выявляется связь между этим(и) параметром(ами) и её стоимостью.

Анализ состава и структуры сметной стоимости строительства ШЗК позволит связать основные конструктивные параметры, а, следовательно, и акустическую эффективность ШЗК, с её сметной стоимостью.

1. Параметрическая функция акустической эффективности

Основными параметрами ШЗК, влияющими на её акустическую эффективность, являются высота (H); материал, определяющий шумопоглащающие и шумоотражающие свойства конструкции; и форма.

Материалом ШВ и ШН является шумопоглащающий грунт, как правило, с растительностью: травы, низкий кустарник; реже применяются каменные материалы, габионы, армированный грунт для устойчивости откосов, эти материалы – шумоотражающие.

По материалу панелей шумозащитные экраны также можно разделить на:

- шумопоглощающие: металл при наличии перфорации не ниже 30% и звукопоглощающего материала, импрегнированная древесина и др.

- шумоотражающие: бетон, панели из пластиков и стекла.

Согласно [2] шумопоглощающие материалы на 3 дБА эффективнее шумоотражающих.

Для использования ШЭ совместно с другими ШЗК следует учитывать следующие их типы:

- облегченные панели (массой ниже 20 кг): панели из алюминия (до 1,2 мм), композитные панели.

- легкие панели: из оцинкованной или нержавеющей стали, импрегнированной древесины со звукопоглощением, стекла, ПММА и монолитных поликарбонатов (при толщине свыше 10 мм).

- тяжелые панели: из бетона или с наполнением бетона щепой, керамзитом и пр.

Последние не устанавливают на искусственных сооружениях.

Характеристиками формы ШН и ШВ являются уклон (y) и размер площадки (e) (верхней и нижней соответственно). В [2] представлена зависимость эффективности ШН и ШВ от этих параметров. Причём зависимость для защиты низкоэтажной и высокоэтажной застройки отличается. В случае применения ШН за счёт «двойной дифракции», а ШВ – дополнительного влияния склонов эффективность этих ШЗК для малоэтажной застройки оказывается выше.

Для ШЭ возможно изменение формы верхней граничной поверхности экрана на Г, Т или У-образную, в т. ч. с добавлением абсорбирующего материала. Эффективность таких экранов может возрасти на 2-3 дБА.

Эффективность шумозащитных насаждений зависит от ширины лесопосадки (ЛП), а в случае использования шумозащитного озеленения (ШЗ) увеличивается за счёт добавления высокой древесной породы.

Также стоит отметить, что на эффективность ШЗК влияет её длина.

Построение функции эффективности неразрывно связано с координатами источника шума (ИШ), расчётной точки (РТ) и положением ШЗК. При неизменном расположении высот ИШ и РТ; расстояний ИШ-РТ и ИШ-ШЗК (с учётом того, что расстояние ИШ-ШЭ меньше ИШ-ШН(В)) проектировщик может подобрать немалое количество вариантов ШЗК и их комбинаций (для высокоэтажной застройки), способных обеспечить требуемое снижение шума, варьируя представленными в таблице 1 параметрами. Выбор оптимальной шумозащиты должен быть произведен с учётом её стоимости.

Таблица 1

Параметры, влияющие на акустическую эффективность ШЗК [2]

Защита малоэтажной застройки	Защита высокоэтажной застройки
$\Delta L_{\text{ШЭ}} = f(H; K_m; K_\phi; K_d)$	$\Delta L_{\text{ШЗН}} = f(b_{\text{ЛП}}; K_m; K_d)$
$\Delta L_{\text{ШН}} = f(H; K_m; y; e; K_d)$	$\Delta L_{\text{ШН}} = f(H; K_m; y; K_d)$
$\Delta L_{\text{ШВ}} = f(H; K_m; y; e; K_{\text{скл}}; K_d)$	$\Delta L_{\text{ШВ}} = f(H; K_m; y; e; K_d)$
	$\Delta L_{\text{ШН+ШЭ}} = f(H^{\text{н}}; H^{\text{в}}; K_m; y; K_d)$
	$\Delta L_{\text{ШВ+ШЭ}} = f(H^{\text{в}}; H^{\text{в}}; K_m; y; e; K_d)$

$\Delta L_{\text{ШЭ}}, \Delta L_{\text{ШЗН}}, \Delta L_{\text{ШН}}, \Delta L_{\text{ШВ}}$ - эффективность ШЭ, ШЗН, ШН и ШВ

соответственно; H - высота ШЗК; $b_{лп}$ - ширина лесопосадки; y и e - уклон и размер площадки ШН и ШВ; $K_m, K_\phi, K_{скл}, K_d$ - поправки на материал, форму, склон ШВ и длину ШЗК соответственно.

K_m отражает зависимость эффективности от материала. Для ШЭ, ШН и ШВ упрощённо $K_m = K_{отр}$, для шумоотражающих материалов $K_{отр} = 0$ дБА, для шумопоглощающих $K_{отр} = -3$ дБА. Указанные коэффициенты или поправки введены в [2] на основании ГОСТ 31295.2-2005 и ГОСТ 33325-2015. Для ШЗН $K_m = 5$ дБА для шумозащитного озеленения, $K_m = 0$ дБА для лесопосадки – это допущение автора.

Влияние длины ШЗК (K_d) на её эффективность вынесем за рамки настоящего исследования, будем полагать ШЗК протяжённой длины, и проводить сравнения в отношении одного метра длины конструкции (попикетажный подбор).

2. Параметрическая функция сметной стоимости строительства шумозащитных сооружений

Сметная стоимость шумозащитных сооружений, как и стоимость любых строительных работ, включает сметные прямые затраты, накладные расходы и сметную прибыль, а также отдельные виды затрат, относимые на стоимость строительно-монтажных работ.

Сметные прямые затраты учитывают сметную стоимость материалов, изделий, конструкций, средства на оплату труда рабочих, стоимость эксплуатации машин и механизмов, включая оплату труда рабочих, управляющих машинами (машинистов) по каждому виду работ и затрат.

Накладные расходы и сметная прибыль определяются в соответствии со сметными нормативами, сведения о которых включены в федеральный реестр сметных нормативов (ФРСН), формируемый в установленном порядке. Они начисляются в процентах от фонда оплаты труда (ФОТ) в зависимости от вида работ.

Смета на строительство разрабатывается с использованием сметных нормативов, а также единичных расценок и составляющих единичных расценок к сметным нормам, сведения о которых включены в ФРСН [3].

Для того, чтобы каждый раз не разрабатывать новую смету (для аналогичного строительства или аналогичных ШЗК), для каждого вида ШЗК предлагается использовать так называемый параметрический метод оценки стоимости строительства.

Суть метода – т.к. стоимость строительства складывается из затрат (по наименованию работ), определяемых произведением суммы единичных расценок, стоимости материалов и начисленных на ФОТ накладных расходов и сметной прибыли на «объем» работ (параметр, измеряемый в единицах объема, площади, массы, длины, количества и т.д.), она (стоимость) представляется в виде функции зависимости от выбранных параметров ШЗК (высота, уклон и ширина верхней/нижней площадки насыпи/выемки, ширина посадки):

$$K = \sum_{i=1}^n (P + M + \Phi OT \cdot (HP + CP)) \cdot \Pi_i, \quad (1)$$

где Π_i – параметр, в отношении которого выполняется работа (осуществляются затраты), выражаемый через параметры ШЗК; Р - расценки на выполнение работ за единицу; М – стоимость материалов для выполнения работ; ФОТ - фонд оплаты труда; НР и СП - накладные расходы и сметная прибыль по каждому виду работ; n – количество выполняемых работ.

Самой весомой составляющей формулы (1) является стоимость материалов.

2.1. Функция стоимости грунтовых ШН и ШВ

При проведении земляных работ по возведению насыпи и выемки имеют место схожие позиции по наименованию работ и затрат:

- разработка выемки или возвведение насыпи и уплотнение грунта, зависящие от параметра – объем земляных работ (V , м³);
- затраты на планирование и укрепление откосов посевом многолетних трав, полив посевов трав (параметр – площадь откосов S , м²),
- материальные затраты на покупку земли, песка, семян, удобрений (параметры их количества взаимосвязаны с V или S).

При этом V и S могут быть выражены через ключевые параметры ШВ и ШН: H , e и y . При равных уклонах откосов ШВ и ШН объём земляных работ для их возведения можно рассчитывается как:

$$V = (e + y \cdot H) \cdot H \cdot L, \quad (2)$$

где L - длина шумозащитного сооружения, полагая $L = 1$ м, получаем:

$$V = y \cdot H^2 + e \cdot H. \quad (3)$$

Аналогичным образом получен параметр S :

$$S^b = 2 \cdot \sqrt{H^2 + (y \cdot H)^2} + e. \quad (4)$$

Если нижняя площадка выемки не «обрабатывается», e в формуле (4) не прибавляется.

V и S подставляются в формулу (1) в качестве параметра Π_i .

Материальные затраты на землю (M_z), семена (M_c), песок (M_n), удобрения (M_y) выражаются как:

$$M_z = 15,8 \cdot S \cdot C_z; \quad M_c = 2,7 \cdot S \cdot C_c; \quad M_n = V \cdot C_n; \quad M_y = 0,0034 \cdot S \cdot C_y, \quad (5)$$

где C_z, C_c, C_n, C_y – стоимость единицы указанных материалов.

К ряду позиций допускается применение коэффициентов запаса (уплотнение грунта, например).

Расценки на работы (Р) и фонд оплаты труда (ФОТ) будут зависеть от подвида работы (например, разработка ШВ и возведение ШН от вместительности ковша и группы грунта), накладные расходы и сметная прибыль от вида земляных работ.

2.2. Стоимость ШЭ

Стоимость строительства ШЭ складывается из стоимости работ (земляные работы, устройство фундамента, устройство шумозащитного полотна) и стоимости материалов для их выполнения. Выбор и устройство фундамента будет зависеть от веса шумозащитного полотна. Незначительное, но влияние на стоимость окажут расходы, связанные с архитектурой, декорированием или эстетической отделкой, нанесением абсорбирующего, влагостойкого, антикоррозийного, антивандального покрытия. По опыту использования экранов на Московской кольцевой автомобильной дороге, в таблице 2 приведена структура затрат на их строительство.

Таблица 2

Структура затрат на строительство шумозащитных экранов [4]

Материал экрана	Стоймость строительно-монтажных работ по элементам экрана, %		
	Фундамент со стойками	Панели	Благоустройство, ограждение
Асбоцементные экструзионные панели	36	57	7
Перфорированные металлические панели	18	78	4
Прозрачный поликарбонат	13	89	3
Монолитный бетон	46	35	19

Вследствие особенности производства шумозащитный экран может иметь шаг по высоте 0,5 м или 1 м, поэтому построение непрерывной функции стоимости не представляется возможным. На данном этапе исследования для получения ориентировочной оценки стоимости ШЭ автор ограничился составлением смет на возведение экранов высотой 4, 6, 8 метров, а стоимость промежуточных высот получением аппроксимированием.

В отличие от ШН и ШВ, представленных в основном грунтами, на рынке представлен широкий выбор материалов акустических экранов. Проанализировав их сметную стоимость, было получено её относительное значение для 10 различных материалов (таблица 3). Значение «1» соответствует стоимости 1 п.м. ШЭ с «панелью звукоизолирующей шумозащитной из оцинкованной стали, окрашенной полиэфирной порошковой краской, с глухой или перфорированной фасадной крышкой», сборник базовых цен ОЕРЖ-2001.

Стоит отметить, что:

- 1) для обеспечения требуемой защиты потребуется разная высота ШЭ, что в формуле эффективности ШЭ отражает поправка $K_{\text{отр}}$,
- 2) с целью сравнения ШЭ с другими ШЗК условная единица должна иметь значение из сметной стоимости, составленной сопоставимым образом,
- 3) в отличие от ШН и ШВ, способных обеспечить неизменное снижение шума в течение длительного срока, ряд ШЭ по истечению непродолжительного времени теряют акустическую эффективность и, рассматривая применение экрана на перспективу, должен учитываться его срок службы, что также отражено в таблице 3.

Таблица 3

Стоймость и срок службы шумозащитного экрана

№	Материал панели	Приведенная стоимость конструкции	Срок службы до замены
1	Оцинкованная сталь <1мм	1	10
2	Оцинкованная сталь ≥1мм	1,8	15
3	Алюминий <1мм	1,1	15
4	Алюминий ≥1мм	1,3	25

Таблица 3 (Продолжение)

№	Материал панели	Приведенная стоимость конструкции	Срок службы до замены
5	Аустенитная нержавеющая сталь $\geq 0,7\text{мм}$	1,7	25
6	Древобетон	0,8	25
7	Бетон	0,6	25
8	Композитные материалы, стеклопласти	1	15
9	Импрегнированная древесина	0,7	15
10	ПММА, монолитный поликарбонат	1,5	10

Для экранов высотой более 4 метров в качестве альтернативных также рассматриваются варианты с отличной от прямой формой конструкции. Относительное удорожание таких ШЭ представлено в таблице 4.

Таблица 4

Увеличение стоимости ШЭ с модифицированной конструкцией верхней части [5]

Тип экрана	"Т"-образный	"Y"-образный	Наклонный	Абсорбирующие поверхности с одной стороны	Абсорбирующие поверхности с двух сторон
Дополнительное снижение шума, K_Φ , дБА	1,5-2,0	1,0-1,5	0,0-0,5	0,0-2,0	2,0-3,0
Относительное удорожание, %	10	10-20	10	20	25

2.3. Функция стоимости ШЗН

Как и в сборниках сметных нормативов (номер 47), шумозащитные насаждения представлены защитной лесопосадкой (лесонасаждением) и шумозащитным озеленением.

Работы и затраты на возведение ШЗН условно можно разделить на:

- относящееся к площади посадки: планировка, разбивка, очистка участка, внесение удобрений (с материальными затратами на удобрения) и зависящие от параметра – площадь посадки ($S_{ЛП}$);

- относящиеся к посадке непосредственно: подготовка посадочных мест, посадка деревьев и кустарников, уход за деревьями, материальные затраты - стоимость деревьев и кустарников с учётом отпада (10-15%). Их целесообразно выразить как полная стоимость деревьев и (или) кустарника, включающая материальные затраты и работы по посадке, умноженная на количество деревьев и (или) кустарника, приходящихся на единицу площади посадки ($S_{ЛП}$).

Стоимость шумозащитного озеленения будет выше стоимости лесопосадки (состоящей из кустарника и небольших деревьев) на стоимость главной древесной породы

(деревья 5 класса). Для круглогодичной защиты от шума целесообразнее использовать хвойные породы деревьев и кустарника. С учётом того, что длина шумозащитных сооружений принята как 1 м, $S_{лп} = b_{лп}$ и функция стоимости имеет вид:

$$K^{ЛП} = (P + M + \PhiOT \cdot (HP + C\Pi)) \cdot b_{лп}$$

$$K^{ШЗ} = (P + M + \PhiOT \cdot (HP + C\Pi)) \cdot b_{лп} + C_{ГДП} \quad (6)$$

$K^{ЛП}$ - сметная стоимость лесопосадки, $K^{ШЗ}$ - сметная стоимость озеленения, $C_{ГДП}$ - стоимость главной древесной породы.

3. Стоимость дБА снижения шума

На основе реальных локальных сметных расчётов (смет) основных ШЗК, составленных базисно-индексным методом в уровне цен на 01.01.2000, автором были разработаны формулы (функции) расчёта сметной стоимости их строительства:

$$K^{ШВ} = 5,5 \cdot (y \cdot H^2 + e \cdot H) + 31,9 \cdot (2 \cdot \sqrt{H^2 + (y \cdot H)^2} + e) \quad (7)$$

$$K^{ШН} = 82,7 \cdot (y \cdot H^2 + e \cdot H) + 31,9 \cdot (2 \cdot \sqrt{H^2 + (y \cdot H)^2} + e) \quad (8)$$

$$K^{ЛП} = 39,62 \cdot b_{лп} \quad (9)$$

$$K^{ШЗ} = 39,62 \cdot b_{лп} + 5573 \quad (10)$$

$K^{ШВ}$, $K^{ШН}$, $K^{ЛП}$, $K^{ШЗ}$ – сметные стоимости шумозащитных выемки, насыпи, лесопосадки и озеленения соответственно, руб.; H – высота ШЗК; $b_{лп}$ – ширина лесопосадки; y и e – уклон и ширина площадки ШН и ШВ.

Для лесопосадки были выбраны кустарник - можжевельник двух видов: высокий и низкий (вне зависимости от вида имеющий одну стоимость) и сосна обыкновенная (1,0-1,5 м). Главная древесная порода шумозащитного озеленения – ель сербская (4,0-4,5 м) возводится только на ширину 25 м. На площадь $S_{лп} = 25 \text{ м}^2$ приходится 1 невысокое дерево, 1 кустарник (с чередованием высокого и низкого), 1 высокое дерево.

Зная формулу эффективности ШЗК и формулу её стоимости можно оценить стоимость снижения шума на каждый дБА. На рисунке 1 представлены затраты на снижение каждого последующего дБА шума шумозащитными насыпью и выемкой. Цены 2000 года приняты за у.е.

Расчёты выполнены для ШН (1;2) и ШВ (1,5;15), где цифры в скобках показывают значения y и e , по формулам 7 и 8. Эффективность 12, 13, ..20 дБА подбиралась за счёт изменения высоты ШЗК. Формула эффективности взята из ГОСТ 33325-2015.

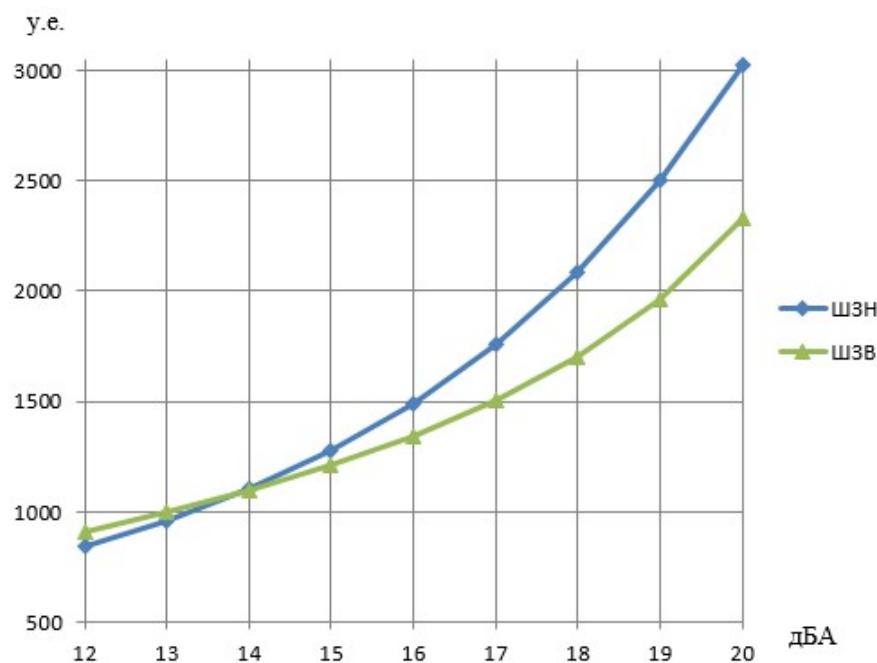


Рис. 1. Стоимость снижения шума

Функция стоимости ШЭ дискретна т.к. ключевой конструктивный параметр – высота экрана может иметь значения с шагом 0,5 м (или 1 м), стоимость ШЗН носит линейный характер (формулы 9 и 10).

Для получения реальной стоимости шумозащиты следует проиндексировать полученную стоимость в цены рассматриваемого года.

Для сравнения вариантов шумозащиты можно использовать условные денежные единицы. Главное, чтобы сметы были составлены одним методом (ресурсным, базисно-индексным или ресурсно-индексным) в одном текущем (базисном) уровне цен (2000 или 2001), желательно использовать один сборник единичных расценок одной редакции.

Если сравнивать стоимости снижения шума, представленные на рис. 1, со стоимостью снижения шума ШЭ, то последняя окажется выше. Однако следует учитывать, что помимо сооружения непосредственно ШЗК, имеют место прочие капитальные вложения. В их числе: установка дренажной системы; расходы на устройство различных конструкций для доступа дороги (подъезды, проходы, технические двери, лестничные сходы, дорожные знаки, уклоны, уширение земляного полотна, рвы и т.п.) в местах, где со стороны жилой застройки проходят транспортные пути; стоимость защитных элементов (ограждений); расходы на подземное и наземное перемещение (временное или постоянное) из-за установки ШЗК. Для ШН и ШВ они будут выше, чем для ШЭ.

Также на стоимость ШЗК окажут влияние транспортные расходы. Так, доставка грунта для возведения насыпи, может существенно увеличить её стоимость. Экономически целесообразнее возводить ШН из остатков грунта от проложения дороги. Также очевидно, что стоимость ШН и ШВ ниже в малонаселённых местах или местности, где застройка находится с одной стороны дороги и не требует доступа к другой.

Существуют и другие внешние факторы, оказывающие влияние на стоимость ШЗК. Их влияние должно быть оценено отдельно для каждого конкретного случая.

Заключение

Выбор шумозащитной конструкции или состава шумозащитного комплекса осуществляется проектировщиком интуитивно, что ведет к неоправданно высоким затратам на шумозащиту. А должен быть произведен с учётом её стоимости, причём проектировщику должно быть понятно и изменение стоимости в зависимости от изменения конструктивных параметров ШЗК, влияющих на её эффективность.

Варианты ШЗК сравниваются по видам (ШН, ШВ, ШЭ, комбинации ШЗК), по материалам (шумоотражающие, шумопоглощающие, каждая из этих групп для ШЭ делится по материалу панелей), по форме (в зависимости от е, у для ШН и ШВ или модификации верхней части ШЭ). В итоге получается большое количество вариантов, способных обеспечить требуемое снижение шума.

Проанализировав структуру и состав сметной стоимости на основе реальных локальных сметных расчётов (смет) основных ШЗК, автором были разработаны формулы расчёта сметной стоимости их строительства в зависимости от высоты, формы и материала. Функция стоимости ШН и ШВ квадратичная (формулы 7 и 8); функция стоимости ШЭ дискретна, т.к. ключевой конструктивный параметр – высота экрана может иметь значения с шагом 0,5 м или 1 м; функция стоимости ШЗН носит линейный характер (формулы 9 и 10).

Для сопоставимости вариантов важно, чтобы сметы были составлены одним методом (ресурсным, базисно-индексным или ресурсно-индексным) в одном текущем (базисном) уровне цен, желательно использовать один сборник единичных расценок одной редакции.

Зная формулу эффективности ШЗК и формулу её стоимости, можно оценить затраты по снижению шума на каждый дБА и выбрать наиболее экономически оптимальный вариант.

Аналогичный метод составления сметной стоимости строительства применим и к эксплуатационным затратам при использовании ШЗК.

Выбор материала ШЭ по стоимостным параметрам должен осуществляться в зависимости от срока его эксплуатации, т.к. на долгосрочную перспективу вариант с низкой сметной стоимостью с учётом долговечности материала панелей ШЭ может оказаться «дороже».

Список литературы

1. Борцова С.С., Шашурин А.Е. Экономическая целесообразность выбора шумозащитных конструкций «Вестник образования и развития науки Российской Академии Естественных Наук». 2020. № 3. С. 66-71
2. Борцова С.С. Выбор оптимальной шумозащитной конструкции по параметрам, влияющим на акустическую эффективность, "Noise Theory and Practice", Том 7 №5 (V, 2021), С. 48-65.
3. Павлов А.С. Экономика строительства [Электронный ресурс] : учебник и практикум для вузов. Ч.1 / А. С. Павлов. - Электрон. текстовые дан. - Москва : Юрайт, 2021. - 337 с.
4. Поспелов П. И. Технико-экономические показатели конструкций шумозащитных экранов на Московской кольцевой автомобильной дороге / П. И. Поспелов, Д. М. Строков // Проектирование автомобильных дорог : сб. науч. тр. МАДИ (ГТУ). - М. : МАДИ, 2002. - С. 131-136

5. ОДМ 218.2.013-2011 Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам.

References

1. S.S. Bortsova, A.E. Shashurin Economic expediency of choosing soundproof structures "Bulletin of education and development of science of the Russian Academy of Natural Sciences". 2020. No. 3. P. 66 - 71
2. S.S. Bortsova Selection of the optimal noise barrier according to parameters affecting acoustic efficiency, "Noise Theory and Practice", Vol. 7 No. 5 (V, 2021), Pp. 48-65.
3. A.S. Pavlov Economics of construction [Electronic resource]: textbook and workshop for universities. Part 1 / A. S. Pavlov. - Electron. text data. - Moscow: Urait, 2021. - 337 p.
4. Pospelov P.I., Strokov D.M. Technical and economic indicators of noise barrier structures on the Moscow Ring Road. scientific tr. MADI (GTU). - M. : MADI, 2002. - Pp. 131-136
5. ODM 218.2.013-2011 Methodological recommendations for the protection of territories adjacent to highways from traffic noise (rus).



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 производственная безопасность"

Иванов Николай Игоревич — профессор кафедры "Экология и производственная безопасность" 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.



Общество с ограниченной ответственностью "Институт акустических конструкций"

ООО "ИАК" 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 мощным научным и проектным подразделениями с современными 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
Генеральный директор

Сетевой Научный Журнал "Noise Theory and Practice"

ООО "ИАК"

при БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова



Главная цель

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

Основные задачи

Основными задачами Журнала являются:

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

Научное цитирование Журнала

Журнал является общедоступным для чтения неограниченным числом пользователей.

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

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

ООО "ИАК"
г. Санкт-Петербург
2022