

ISSN 2412-8627

Vol. 3 No. 3

Noise

Theory and Practice

Scientific Journal



III
2017

Acoustic Design Institute

Noise Theory and Practice

Scientific Journal
Vol. 3 No. 3

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

Editor-in-chief

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

Deputy Editor-in-Chief

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

Members of the Editorial Board

Lyudmila Drozdova, Professor
Ph.D. of Engineering Science
St. Petersburg, Russian Federation

Igor Zapletnikov, Professor
Doctor of Engineering Science
Donetsk, Ukraine

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

Sergio Luzzi, Professor
Florence, Italy

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

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

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

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

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

Iuliia Boiko
Ph.D. of Engineering Science
St. Petersburg, Russian Federation

Location address of the Editorial office

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

Executive Secretary

Boiko Iuliia

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

The certificate of registration
ЭЛ № ФС 77-61637

Contents

- | | |
|--|------------|
| Arda M., Aydogdu M.
Nonlocal Gradient Approach on Torsional
Vibration of CNTs
p. 2-10 | ENG |
| Antonov S. N.
Acoustic sensor high-power laser pulse radiation
p. 11-18 | RUS |
| Timushev S.F., Gavriilyuk V.N., Aksenov A.A.,
Klimenko D.V.
Turbomachinery tonal noise source and acoustic field
CFD-CAA modeling in presence of SAS complex
acoustic impedance boundaries
p. 19-30 | RUS |
| Voronkov S.S.
On the sources of aerodynamic noise in a viscous
heat-conducting gas
p. 31-38 | RUS |
| Drozdova L.F., Kudaev A.V., Matveev P.V.
Investigation of the effectiveness of noise-reducing
elements of the enclosure
p. 39-45 | RUS |
| Roshchina N.V.
Normative requirements for a noise barriers
стр. 46-49 | RUS |
| Ivanov N.I., Boiko I.S., Luzzi S.
Carletti E.
Experience in noise protection measures for railways
constructions in Russia and Italy
p. 50-60 | RUS
ENG |

Nonlocal Gradient Approach on Torsional Vibration of CNTs

Arda M.¹, Aydogdu M.²

¹PhD, Trakya University, Edirne, Turkey

² Professor, Trakya University, Edirne, Turkey

Abstract

The nonlocal strain gradient approach for torsional vibration of CNTs have been investigated in the present study. The effects of the stress and strain gradient small scale parameters on the non-dimensional frequencies have been obtained. Strain Gradient Theory has stiffening effect on the dynamics of CNT. Combination of both theories gives more acceptable results according to Lattice Dynamics.

Key words: torsional vibration, carbon nanotubes, nonlocal gradient theory.

Нелокальный градиентный подход для крутильных колебаний УНТ

Арда М.¹, Айдогду М.²

¹ К.т.н., Университет Тракья, Эдирне, Турция

² Профессор, Университет Тракья, Эдирне, Турция

Аннотация

В данном исследовании был рассмотрен подход нелокального градиента деформации для крутильных колебаний УНТ. Было определено влияние микропараметров градиента напряжения и деформации на безразмерных частотах. Теория градиента деформации имеет эффект повышения жесткости на динамику УНТ. Сочетание обеих теорий дает более приемлемые результаты в соответствии с динамикой решетки.

Ключевые слова: Крутильные колебания, Углеродные нанотрубки, Теории нелокального градиента.

Introduction

Nowadays, scientists and engineers have great interest on CNTs, which were discovered by Iijima [1] in 1991, because of CNTs' superior physical properties. Analysis related to circumferential direction in CNTs has gained importance especially in design process of nano-motors, nano-bearings and nano-gearboxes.

Classical theories couldn't be applied in nanoscale analysis because of their size independence. Nonlocal Theory, proposed by Eringen [2, 3], is a continuum theory and includes size dependence. Stress and strain gradient approaches can be applied with the nonlocal theory. These nonlocal gradient approaches give more acceptable results when compared to the classical theories. Eringen adjust the wave dispersion curves according to Lattice Dynamics and with this assumption Eringen combined continuum and discrete theories as one theory.

In literature search, lots of study can be found about nonlocal stress gradient theory, but application of nonlocal strain gradient theory can be seen barely. Wang and Varadan developed a nonlocal continuum mechanics model and applied to the both single-walled carbon nanotubes (SWCNTs) and double-walled carbon nanotubes (DWCNTs). They investigated the small-scale effects on vibration characteristics of CNTs [4]. Duan et al. adjusted the e_0 parameter for the Nonlocal Timoshenko Beam Theory in free vibration case of

SWCNTs. They used vibration frequencies generated from Molecular Dynamics (MD) Simulation for optimization of (e_0) parameter [5]. Kumar et al. studied the buckling of CNTs using nonlocal one dimensional Euler-Bernoulli Beam Model. They used both stress and strain gradient approach and variational principle in model and boundary conditions [6]. Lim applied the Nonlocal Elasticity Field Theory to nano-mechanics and variational principle. He derived the main governing equation and boundary conditions for bending case [7]. Şimşek studied the forced vibration of simply supported SWCNT under the moving harmonic load effect. He used the Nonlocal Euler-Bernoulli Beam Theory in modeling [8]. Zhang et al. developed a hybrid Nonlocal Euler–Bernoulli Beam Model for bending, buckling and vibration analysis of nanobeams. The strain energy functional combines the local and nonlocal curvatures in the hybrid model that has two independent small-length scale parameters unlike Eringen’s Nonlocal Model [9]. Ansari et al. investigated the vibrational characteristic of SWCNTs based on the gradient elasticity theory. They applied different gradient elasticity theories like stress, strain and combined one to nanotube for showing the nonlocal effect [10]. Thai proposed a Nonlocal Shear Deformation Beam Theory for bending, buckling and vibration case using Eringen’s nonlocal differential constitutive relations. He didn’t use shear correction factor in his model that account for both small scale effects and quadratic variation of shear strain together [11]. Narendar et al. studied the torsional vibration of nanorods using Strain Gradient Theory which is a non-classical theory and includes size effect [12]. Wang developed two beam model for vibration analysis of fluid conveying nanotubes using strain gradient elasticity combined with inertia gradients [13]. Wang and Wang investigated the vibration of nanotubes embedded in an elastic matrix by using Nonlocal Timoshenko Beam Model. They considered both stress and strain gradient approaches in formulation [14]. Arda and Aydogdu made the static and dynamic analysis of CNTs embedded in an elastic medium using Nonlocal Stress Gradient Theory [15]. Akgöz and Civelek studied the longitudinal free vibration problem of micro-bar using the Strain Gradient Elasticity Theory. They obtained the equation of motion and boundary conditions with Hamilton Principle [16]. Karlicic et al. analyzed free flexural vibration and buckling of SWCNTs under the effect of compressive axial loading. They used Reddy and Huu-Thai reformulated beam theories in equation of motions according to different gradient elasticity approaches like stress, strain and combined strain/inertia [17].

In this study, governing equations for torsional vibration will be obtained using stress, strain and combined gradient theories. Effect of the nonlocal parameters on vibration will be investigated and depicted in figures.

Analysis

1. Eringen’s Nonlocal Theory

Eringen proposed the Nonlocal Elasticity Theory for including size effect and long range interactions [2, 3] in continuum. In order to account size dependence, the stress tensor in the nonlocal approach can be defined as [2]:

$$\tau_{ij}(x) = \int_V \chi(|x - x'|, \gamma) C_{ijkl} \varepsilon_{kl} dV(x'), \quad \forall x \in V, \quad (1)$$

where τ_{ij} is the nonlocal stress tensor, ε_{kl} is the strain tensor, C_{ijkl} elastic modulus tensor, $\chi(|x - x'|, \gamma)$ is the attenuation function and $|x - x'|$ is the Euclidean distance. $\mu = e_0 a$, where μ is nonlocal parameter, a is an internal characteristic length for CNT and e_0 is a constant. e_0 parameter can be adjusted using the dispersion curves based on the atomic models. For a specific material, geometry or problem the nonlocal parameter can be estimated

by fitting the results of Atomic Lattice Dynamics [2, 18] and Molecular Dynamics [5, 19]. An estimation of the small scale parameter for a SWCNT was proposed in literature ($e_0 a \leq 2 \text{nm}$) [20].

One dimensional form of nonlocal stress and strain gradient relation in circumferential direction can be obtained in the light of Nonlocal Theory, as below:

$$\left(1 - \mu_\tau \frac{\partial^2}{\partial x^2}\right) \tau = G \left(1 + \mu_\gamma \frac{\partial^2}{\partial x^2}\right) \gamma \quad (2)$$

where γ is the local shear strain and τ is the local shear stress of CNT and μ_τ and μ_γ are the nonlocal stress and strain gradient parameter, respectively.

2. Equation of Motion

A nanotube with length (L) and diameter (d) is considered. The equation of motion in the circumferential direction can be written as [15]:

$$GI_P \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} = \rho I_P \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} \quad (3)$$

where G is the shear modulus, ρ is the density, I_P is the polar moment of inertia, θ is the angular displacement of CNT. The I_P is defined as:

$$I_P = \pi \frac{(R_2^4 - R_1^4)}{2} \quad (4)$$

where R_1 and R_2 are the inner and outer radius of CNT respectively. If Eq. (3) is rearranged according to Eq. (2), one obtains:

$$GI_P \left(1 + \mu_\gamma \frac{\partial^2}{\partial x^2}\right) \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} = \rho I_P \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} \left(1 - \mu_\tau \frac{\partial^2}{\partial x^2}\right) \quad (5)$$

If Eq. (5) is rearranged, governing equation of motion for the torsional deformation according to both strain and inertia gradient theories is obtained. If the nonlocal stress gradient parameter is accepted as equal to zero ($\mu_\tau = 0$), the nonlocal strain gradient elasticity equation is obtained. If the nonlocal strain gradient parameter is accepted as equal to zero ($\mu_\gamma = 0$), the nonlocal stress gradient elasticity equation is obtained. If both nonlocal parameter is accepted as equal to zero ($\mu_\tau = \mu_\gamma = 0$), classical elasticity equation is obtained.

$$\mu_\gamma GI_P \frac{\partial^4 \theta}{\partial x^4} + GI_P \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \mu_\tau \rho I_P \frac{\partial^4 \theta}{\partial x^2 \partial t^2} - \rho I_P \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} = 0 \quad (6)$$

With the harmonic vibration assumption in the circumferential direction, displacement for each tube can be written as ($\bar{x} = \frac{x}{L}$):

$$\theta_i(\bar{x}, t) = A(\bar{x})_i e^{j\omega t} \quad (7)$$

where $A(\bar{x})$ is the angular displacement function, ω is the torsional frequency and $j^2 = -1$. If Eq. (7) is rearranged according to Eq. (8) and non-dimensional parameters, one obtains:

$$\frac{\partial^4 \theta}{\partial \bar{x}^4} \left[\frac{\mu_\gamma}{L^2}\right] + \frac{\partial^2 \theta}{\partial \bar{x}^2} \left[1 - \frac{\mu_\tau}{L^2} \Omega^2\right] + \theta [\Omega^2] = 0 \quad (8)$$

where Ω is the non-dimensional frequency parameter (NDFP) and defines as:

$$\Omega^2 = \frac{\rho\omega^2 L^2}{G} \quad (9)$$

For the Clamped-Clamped (C-C) boundary condition, the displacement function ($A(\bar{x})$) can be assumed as:

$$A(\bar{x}) = C \sin(n\pi\bar{x}) \quad (10)$$

where C is the amplitude of the displacement and n is the half wave number of vibration. If Eq. (8) rearranged according to Eq. (10), one obtains:

$$\left[(n\pi)^4 \left(\frac{\mu_\gamma}{L^2} \right) - (n\pi)^2 \left(1 - \frac{\mu_\tau}{L^2} \Omega^2 \right) + (\Omega^2) \right] = 0 \quad (11)$$

Characteristic equation in Eq. (11) must be zero and non-dimensional frequency parameter which satisfy this condition, can be found with solving this equation.

3. Numerical Results and Discussion

In this section, validation of the present model is shown firstly. After that, variation of NDFP with nonlocal parameters is investigated. Effect of the nanotube length to the nonlocal behavior is also shown in figures.

Material properties of CNTs are selected as in the Table-1. There have been many researches about physical properties of CNTs. Shear Modulus for CNTs are selected from the Ref. [21]. Density(ρ) of CNTs is determined using the calculation method in Ref. [22]. CNT thickness is accepted as 0.066 nm according to Ref. [23].

Table 1

Material Properties for CNT

CNT	Inner Radius (nm)	Density (ρ) (kg/m ³)	Shear Modulus (G) (GPa)
Armchair (10x10)	0.68	10989	0.45

The torsional wave frequency results are compared with the Lattice Dynamics for the validation. Comparison can be seen in Fig. (1). Nonlocal combined gradient theory shows much better approximation when compared to the nonlocal stress and strain gradient theories and obviously local (classical) theory. Torsional vibration wave frequencies are obtained using Eqs. (12) and (13) [24].

$$\omega_{LD} = \frac{2c}{a} \sqrt{\sin^2 \left(\frac{ka}{2} \right)} \quad (12)$$

$$\omega_{NL} = c \sqrt{\frac{k^2(1-\mu_\gamma k^2)}{1+\mu_\tau k^2}} \quad (13)$$

Eringen determined the e_0 parameter in stress gradient approach according to Lattice Dynamics results ($e_{0\tau}=0.39$). Same parameters for the strain gradient approach ($e_{0\epsilon}=0.25$) and combined gradient approach ($e_{0\tau}=0.20$, $e_{0\epsilon}=0.21$) can be determined using the Lattice Dynamics results.

MD Simulations results are obtained by Khademolhosseini's work [25]. Torsional frequencies are compared at different mode numbers (see Table-2). Present model gives very close results to MD simulation results.

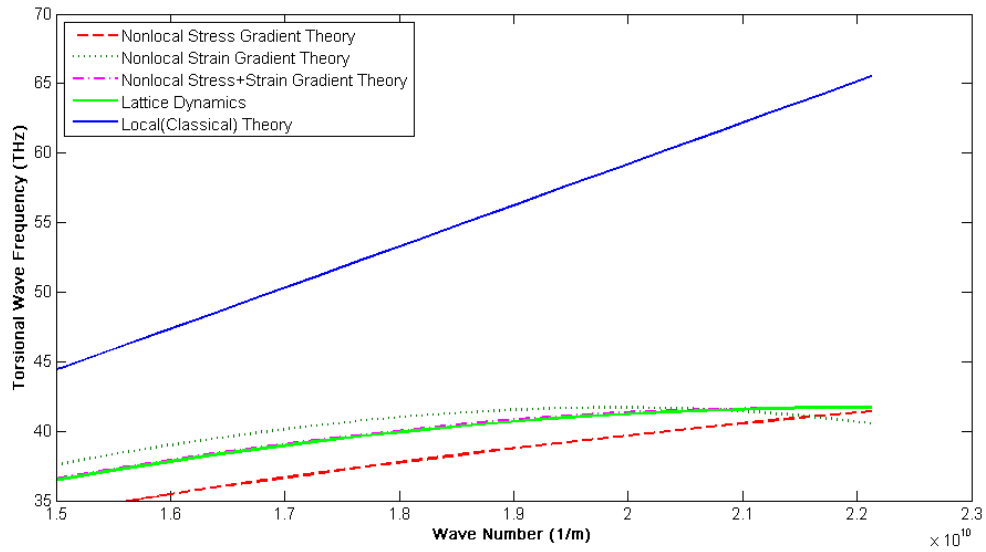


Fig. 1. Torsional Wave Propagation Dispersion Curves for Different Theories

Table 2

Comparison of Torsional Wave Frequencies (rad/s)

Mode	Ref. [25]	Present Study		
	MD Simulation	Nonlocal Stress	Nonlocal Strain	Nonlocal Combined
1	2.41×10^{12}	2.4340×10^{12}	2.4340×10^{12}	2.4340×10^{12}
4	9.62×10^{12}	9.7286×10^{12}	9.7331×10^{12}	9.7320×10^{12}

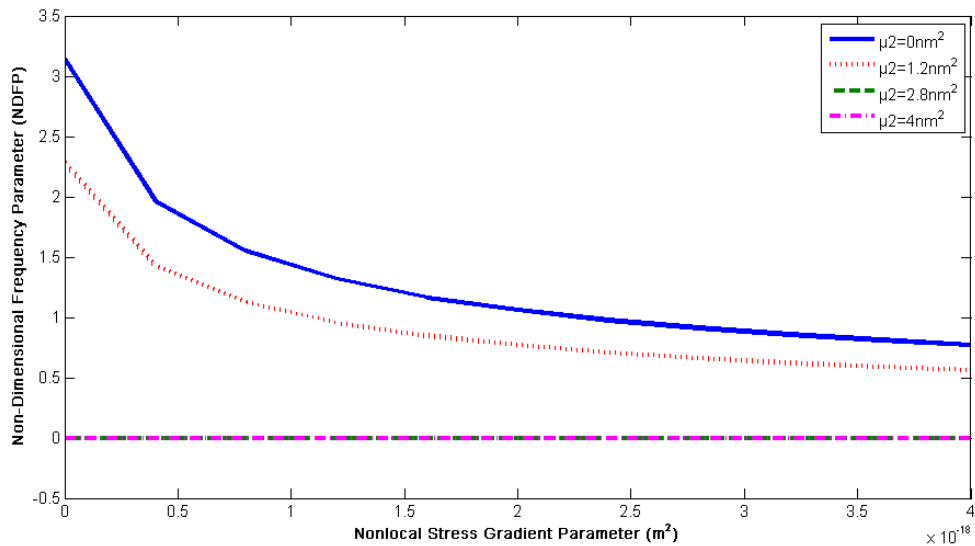


Fig. 2. Variation of NDFP with Nonlocal Stress and Strain Gradient Parameters (L=5nm)

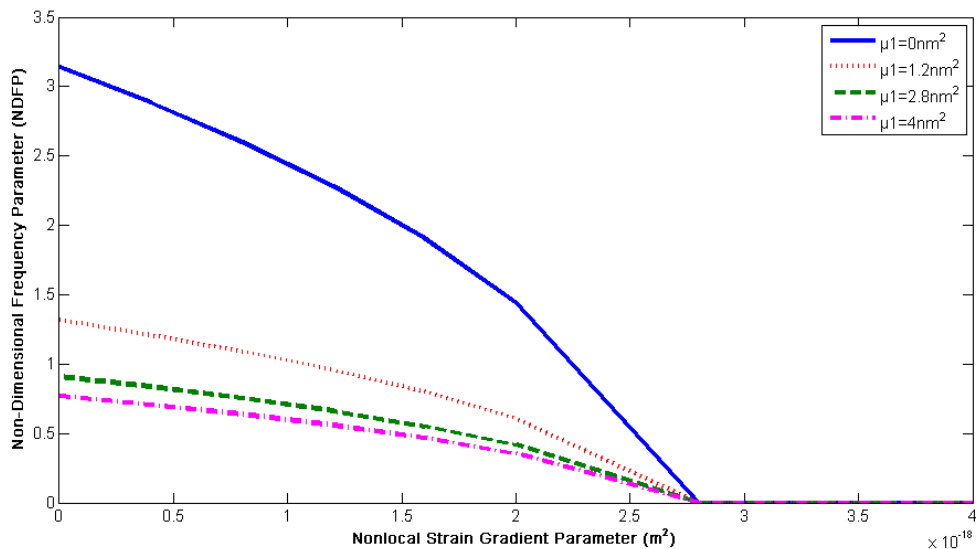


Fig. 3. Variation of NDFP with Nonlocal Stress and Strain Gradient Parameters (L=5nm)

Effect of the nonlocal stress and strain gradient parameters can be seen at Figs. (2-5). Both gradient theories decrease the NDFP with increasing nonlocal parameter. But in the stress gradient approach, NDFP value approaches a limit value for higher values of μ_τ ($\mu_\tau \gg 4nm^2$) contrary to strain gradient approach. CNT became stronger for strain gradient approach rather than the stress gradient. Especially in shorter nanotubes, NDFP approaches to zero with the effect of strain gradient nonlocal parameter. Also limit value for the NDFP in strain gradient approach must be zero at longer nanotube lengths ($\mu_\gamma \gg 4nm^2$).

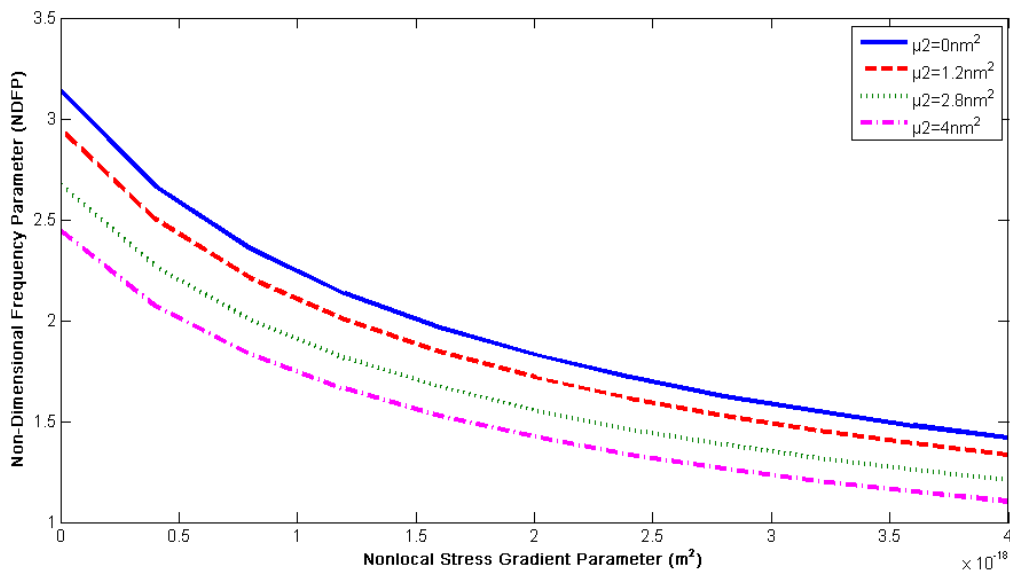


Fig. 4. Variation of NDFP with Nonlocal Stress and Strain Gradient Parameters (L=10nm)

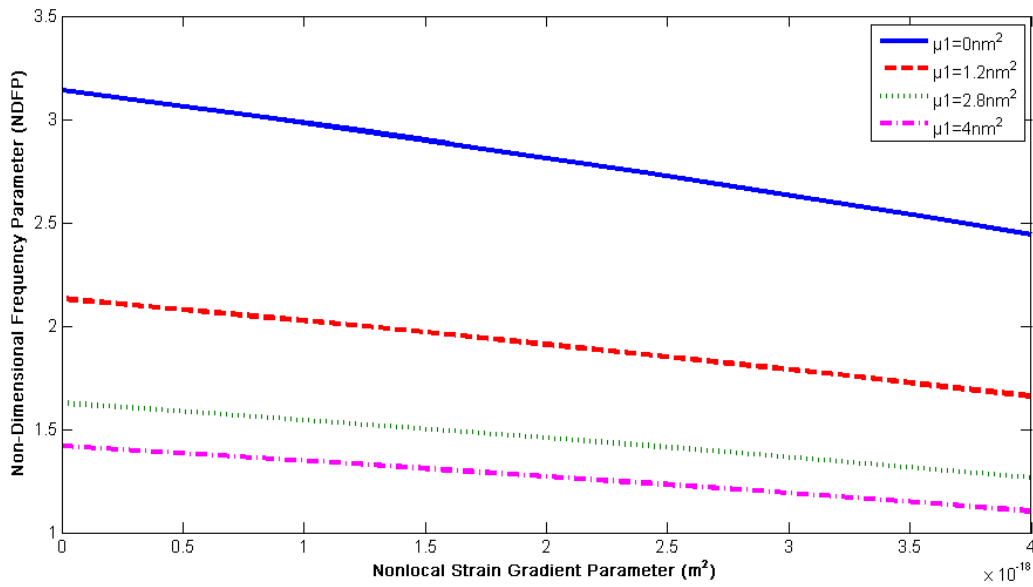


Fig. 5. Variation of NDFP with Nonlocal Stress and Strain Gradient Parameters ($L=10\text{nm}$)

In Figs. 6 and 7, nanotube length effect can be seen. Both nonlocal gradient theories are effective in shorter nanotube length. The nonlocal effect vanishes with increasing nanotube length and nonlocal results approaches to the local results, especially for bigger nanotube length values from 20nm.

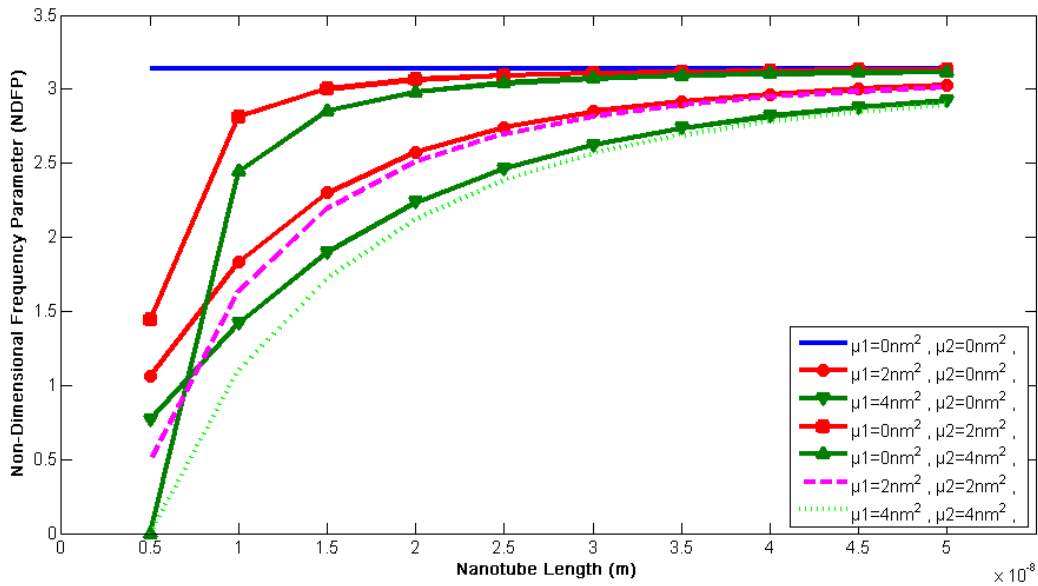


Fig. 6. Variation of NDFP with Nanotube Length

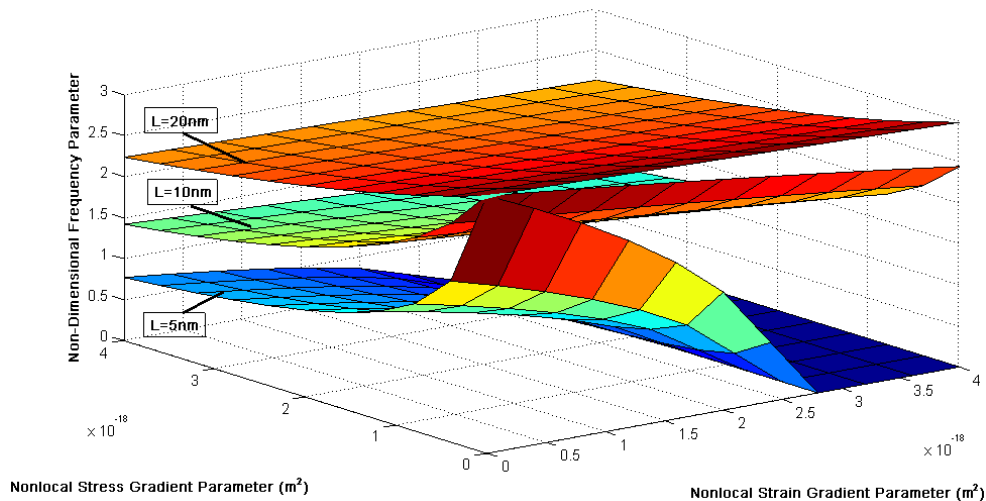


Fig. 7. Variation of NDFP with Nonlocal Stress and Strain Gradient Parameters

Conclusion

In the present study, torsional vibration of CNTs is investigated by using nonlocal stress gradient, nonlocal strain gradient and nonlocal combined (strain/inertia) gradient theories. Nonlocal effect decreases the NDFP in all cases. CNT is become stiffer with the effect of strain gradient theory. Nonlocal effect is more pronounced for CNTs for $L < 20\text{nm}$. Combined nonlocal gradient theory shows much more agreement with Lattice Dynamics rather than the stress and strain gradient nonlocal theories. Present results can be useful for mechanical modeling of CNTs.

References

1. Iijima S. (1991) «Helical microtubules of graphitic carbon», *Nature*, Vol. 354, pp. 56–58. DOI: 10.1038/354056a0
2. Eringen A.C. (1983) «On differential equations of nonlocal elasticity and solutions of screw dislocation and surface waves», *Journal of Applied Physics*, Vol. 54, pp. 4703–4710. DOI: 10.1063/1.332803
3. Eringen A.C. (1972) «Nonlocal polar elastic continua», *International Journal of Engineering Science*, Vol. 10, pp. 1–16. DOI: 10.1016/0020-7225(72)90070-5
4. Wang Q., Varadan V.K. (2006) «Vibration of carbon nanotubes studied using nonlocal continuum mechanics», *Smart Materials and Structures*, Vol. 15, pp. 659–666. DOI: 10.1088/0964-1726/15/2/050
5. Duan W.H., Wang C.M., Zhang Y.Y. (2007) «Calibration of nonlocal scaling effect parameter for free vibration of carbon nanotubes by molecular dynamics», *Journal of Applied Physics*, Vol. 101, pp. 24305. DOI: 10.1063/1.2423140
6. Kumar D., Heinrich C., Waas A.M. (2008) «Buckling analysis of carbon nanotubes modeled using nonlocal continuum theories», *Journal of Applied Physics*, Vol. 103, pp. 1–9. DOI: 10.1063/1.2901201
7. Lim C.W. (2010) «On the truth of nanoscale for nanobeams based on nonlocal elastic stress field theory: Equilibrium, governing equation and static deflection», *Applied Mathematics and Mechanics (English Edition)*, Vol. 31, pp. 37–54. DOI: 10.1007/s10483-010-0105-7
8. Şimşek M. (2010) «Vibration analysis of a single-walled carbon nanotube under action of a moving harmonic load based on nonlocal elasticity theory», *Physica E: Low-dimensional Systems and Nanostructures*, Vol. 43, pp. 182–191. DOI: 10.1016/j.physe.2010.07.003
9. Zhang Y.Y., Wang C.M., Challamel N. (2010) «Bending, Buckling, and Vibration

of Micro/Nanobeams by Hybrid Nonlocal Beam Model», *Journal of Engineering Mechanics*, Vol. 136, pp. 562–574. DOI: 10.1061/(ASCE)EM.1943-7889.0000107

10. Ansari R., Gholami R., Rouhi H. (2012) «Vibration analysis of single-walled carbon nanotubes using different gradient elasticity theories», *Composites Part B: Engineering*, Vol. 43, pp. 2985–2989. DOI: 10.1016/j.compositesb.2012.05.049

11. Thai H.T. (2012) «A nonlocal beam theory for bending, buckling, and vibration of nanobeams», *International Journal of Engineering Science*, Vol. 52, pp. 56–64. DOI: 10.1016/j.ijengsci.2011.11.011

12. Narendar S., Ravinder S., Gopalakrishnan S. (2012) «Strain gradient torsional vibration analysis of micro/nano rods», *International Journal of Nano Dimension*, Vol. 3, pp. 1–17. DOI: 10.7508/ijnd.2012.01.001

13. Wang L. (2012) «Vibration analysis of nanotubes conveying fluid based on gradient elasticity theory», *Journal of Vibration and Control*, Vol. 18, pp. 313–320. DOI: 10.1177/1077546311403957

14. Wang B.L., Wang K.F. (2013) «Vibration analysis of embedded nanotubes using nonlocal continuum theory», *Composites Part B: Engineering*, Vol. 47, pp. 96–101. DOI: 10.1016/j.compositesb.2012.10.043

15. Arda M., Aydogdu M. (2014) «Torsional statics and dynamics of nanotubes embedded in an elastic medium», *Composite Structures*, Vol. 114, pp. 80–91. DOI: 10.1016/j.compstruct.2014.03.053

16. Akgöz B., Civalek Ö. (2014) «Longitudinal vibration analysis for microbars based on strain gradient elasticity theory», *Journal of Vibration and Control*, Vol. 20, pp. 606–616. DOI: 10.1177/1077546312463752

17. Karličić D., Kozić P., Pavlović R. (2015) «Flexural vibration and buckling analysis of single-walled carbon nanotubes using different gradient elasticity theories based on Reddy and Huu-Tai formulations», *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, pp. 217. DOI: 10.15632/jtam-pl.53.1.217

18. Aydogdu M. (2012) «Longitudinal wave propagation in nanorods using a general nonlocal unimodal rod theory and calibration of nonlocal parameter with lattice dynamics», *International Journal of Engineering Science*, Vol. 56, pp. 17–28. DOI: 10.1016/j.ijengsci.2012.02.004

19. Wang L., Hu H. (2005) «Flexural wave propagation in single-walled carbon nanotubes», *Phys Rev B*, Vol. 71, pp. 195412. DOI: 10.1103/PhysRevB.71.195412

20. Wang Q., Wang C.M. (2007) «The constitutive relation and small scale parameter of nonlocal continuum mechanics for modelling carbon nanotubes», *Nanotechnology*, Vol. 18, pp. 75702. DOI: 10.1088/0957-4484/18/7/075702

21. Li C., Chou T.-W. (2003) «A structural mechanics approach for the analysis of carbon nanotubes», *International Journal of Solids and Structures*, Vol. 40, pp. 2487–2499. DOI: 10.1016/S0020-7683(03)00056-8

22. Laurent C., Flahaut E., Peigney a. (2010) «The weight and density of carbon nanotubes versus the number of walls and diameter», *Carbon*, Vol. 48, pp. 2994–2996. DOI: 10.1016/j.carbon.2010.04.010

23. Wang C.Y., Zhang L.C. (2008) «A critical assessment of the elastic properties and effective wall thickness of single-walled carbon nanotubes.», *Nanotechnology*, Vol. 19, pp. 75705. DOI: 10.1088/0957-4484/19/7/075705

24. Arda M., Aydogdu M. (2016) «Torsional wave propagation of CNTs via different nonlocal gradient theories», *ICSV 2016 - 23rd Int. Congr. Sound Vib. From Anc. to Mod. Acoust.*

25. Khademolhosseini F., Phani A.S., Nojeh A., Rajapakse N. (2012) «Nonlocal continuum modeling and molecular dynamics simulation of torsional vibration of carbon nanotubes», *IEEE Transactions on Nanotechnology*, Vol. 11, pp. 34–43. DOI: 10.1109/TNANO.2011.2111380

Акустический датчик мощного лазерного импульсного излучения

Антонов С.Н.

Д.т.н, в.н.с., Институт радиотехники и электроники им. В. А. Котельникова
Российской академии наук, 141190 г. Фрязино, Россия

Аннотация

Пьезоэлектрический датчик мощного импульсного лазерного излучения на основе терморезисторного механизма – выделения тепла на облучаемой светом поверхности твердого тела и генерации звука, вызванного тепловым расширением области облучения. Состоит из внешней поглощающей свет пластины, находящейся в акустическом контакте с пьезоэлементом, регистрирующим звуковые колебания. Имеет преимущества как тепловых измерителей – возможность без искажений регистрировать световые потоки большой мощности, так и электронных – высокое быстродействие и небольшие размеры чувствительного элемента. Измерены основные параметры – чувствительность, быстродействие, температурная стабильность, динамический диапазон, обсуждены прикладные аспекты.

Ключевые слова: термоупругий эффект, пьезоэлемент, лазерное излучение, динамический диапазон, акустика, акустооптика.

Acoustic sensor high-power laser pulse radiation

Antonov S. N.

DSc, Head of Laboratory, Institute of Radioengineering and Electronics. V.A. Kotelnikov of the Russian Academy of Sciences, 141190 Fryazino, Russia

Abstract

Piezoelectric transducer of high-power pulsed laser radiation on the basis of termorezistornogo mechanism – the heat generation on the irradiated light, the surface of a solid body and sound generation caused by thermal expansion of the area of irradiation. Consists of an external light-absorbing plate, which is in acoustic contact with the piezoelectric element, registering the sound vibrations. Has the advantages such as heat meters – possibility of distortion to record light beams of high power and electronics, high performance and small size of sensitive element. The main measured parameters – sensitivity, speed, temperature stability, dynamic range, discussed applied aspects.

Key words: *thermoelastic effect, a piezoelectric element, laser radiation, dynamic range, acoustics, acousto-optics.*

Введение

Современная лазерная техника ставит задачу развития и модернизации систем приема и регистрации мощного импульсного оптического излучения.

Для регистрации и измерения энергетических параметров лазерного излучения используются различные физические принципы. Наибольшее распространение получили методы, основанные на преобразовании оптической энергии в тепловую, с последующим измерением тепловых параметров, или непосредственное преобразование оптической энергии в электрический ток.

Парадоксальность заключается в том, что именно повышение мощности лазеров до сотен и более ватт усложняет измерения их параметров – неизбежен существенный нагрев чувствительного элемента. Один из подходов заключается в использовании измерителей проходного типа, когда на измерительный элемент

поступает лишь часть световой мощности. Однако при ответвлении (или ослаблении) мощного луча возникают искажения в измерениях: поглощающие элементы нагреваются, отражающие имеют поляризационную и угловую зависимость, у матовых диаграмма рассеивания неравномерна и т.д.

Тепловые измерители мощности света характеризуются широким спектральным и динамическим диапазонами, высокой линейностью, точностью и стабильностью характеристик. В тоже время, они принципиально уступают электронным измерителям (например, полупроводниковым) в быстродействии, а сами калориметрические приемные устройства (головки) являются относительно громоздкими.

Целью работы и явилось разработка устройства, имеющего преимущества как тепловых измерителей – возможность без искажений регистрировать световые потоки большой мощности, так и электронных – высокое быстродействие и небольшие размеры чувствительного элемента. Работа носит экспериментальный характер.

1. Экспериментальная методика и установка

Физический принцип, предлагаемого метода регистрации импульсного лазерного излучения, основан на терморрадиционном (термоупругом) механизме – выделении тепла на облучаемой светом (поглощающей) поверхности твердого тела и генерации звука, вызванного тепловым расширением этой области облучения. Заметим, что сам этот эффект обнаружен давно и изучен весьма полно, см., например, обзорную статью Л.М. Лямшева [1].

Рис.1 схематично поясняет появления электрического сигнала в экспериментальной ситуации.

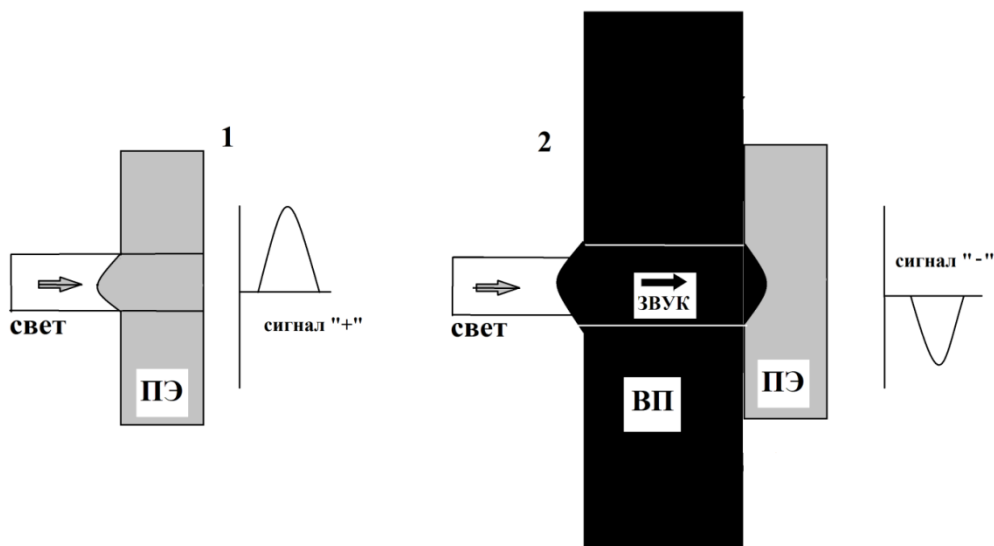


Рис.1. Иллюстрация терморрадиционного механизма с дополнительной внешней пластиной

Здесь: 1 – на пьезоэлектрический элемент (ПЭ) (продольной поляризацией) падает световой луч. При локальном импульсном воздействии лазерного луча часть световой энергии отражается, а часть поглощается в поверхностном слое, вызывая нагрев области облучения. Если, материал (в большинстве случаев) имеет положительный температурный коэффициент расширения, то область воздействия

расширяется. Скорость и величина изменения размера поверхностного слоя связаны с теплоемкостью и теплопроводностью материала. Нагрев приводит к локальному увеличению размеров, и быстрая деформация возбуждает акустическую волну, распространяющуюся перпендикулярно к поверхности ПЭ и, следовательно, пьезоотклик. Знак электрического сигнала, здесь, примем положительным.

2 – перед ПЭ, в акустическом контакте, установлена внешняя (пассивная пьезоэлектрически) пластина ВП. Нагрев также увеличивает локальный размер пластины, распространяющаяся волна деформации уже сдвигает ПЭ, это определяет смену знака пьезоотклика, что установлено в наших экспериментах.

В плане создания измерителя мощности лазерного излучения, использование дополнительной ВП очевидно – появление электрического сигнала связано не с нагревом чувствительного пьезоматериала, а с нагревом только пластины. Тем самым, не сложно осуществить тепловую изоляцию ПЭ, например, отводя тепло от ВП. Кроме того, ВП может быть выполнена двухслойной: первый охлаждаемый слой из материала высокой теплопроводности (медь, керамика), второй с низкой (стекло, жидкость).

Существенно, что проверялось экспериментально, терморрадиционный сигнал пропорционален мощности света, а не интенсивности.

Была исследована комбинация из ниобата лития, пьезокерамики и большого количества дополнительных пластин разных конфигураций и материалов. Выявленные закономерности позволили разработать наиболее оптимальное, в плане поставленной задачи, устройство.

Чувствительный элемент датчика изготовлен из ниобата лития (пластина $Y+36^0$ среза – чисто продольная мода) в виде полированного диска диаметром 6 мм, толщиной 0.5 мм. На поверхности напылялись медные электроды. Диск припаивался к медному Г-образному химически почерненному основанию. Конструкция датчика схематично показана на рис. 2.

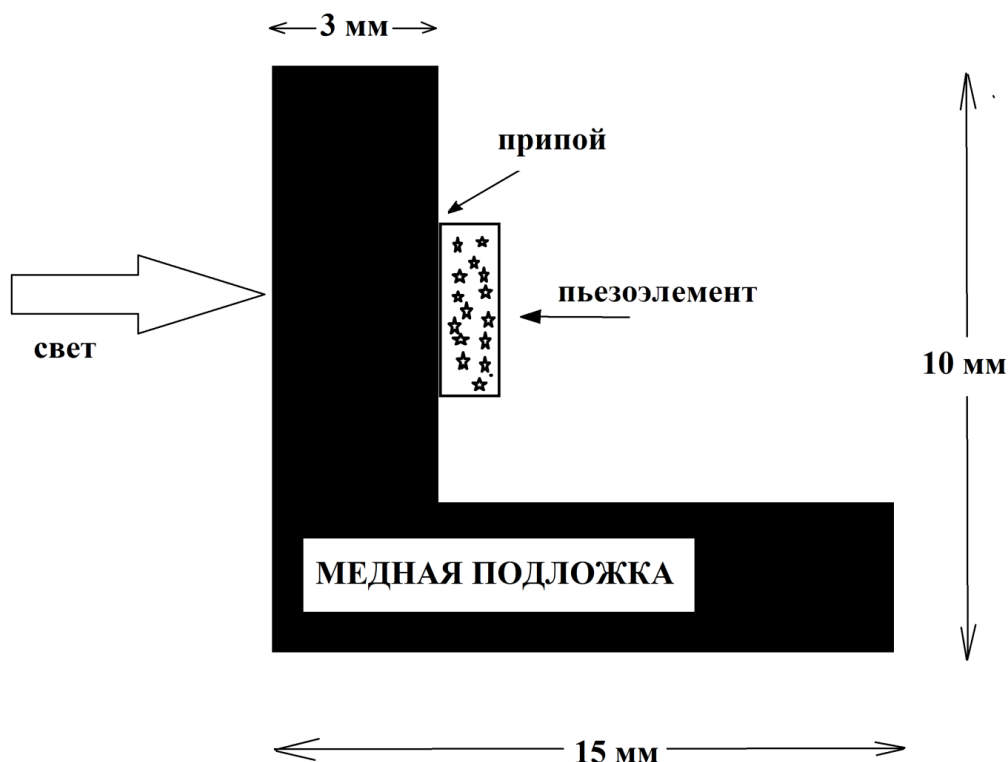


Рис. 2. Конструкция датчика

На рис.3 представлена схема экспериментальной установки.

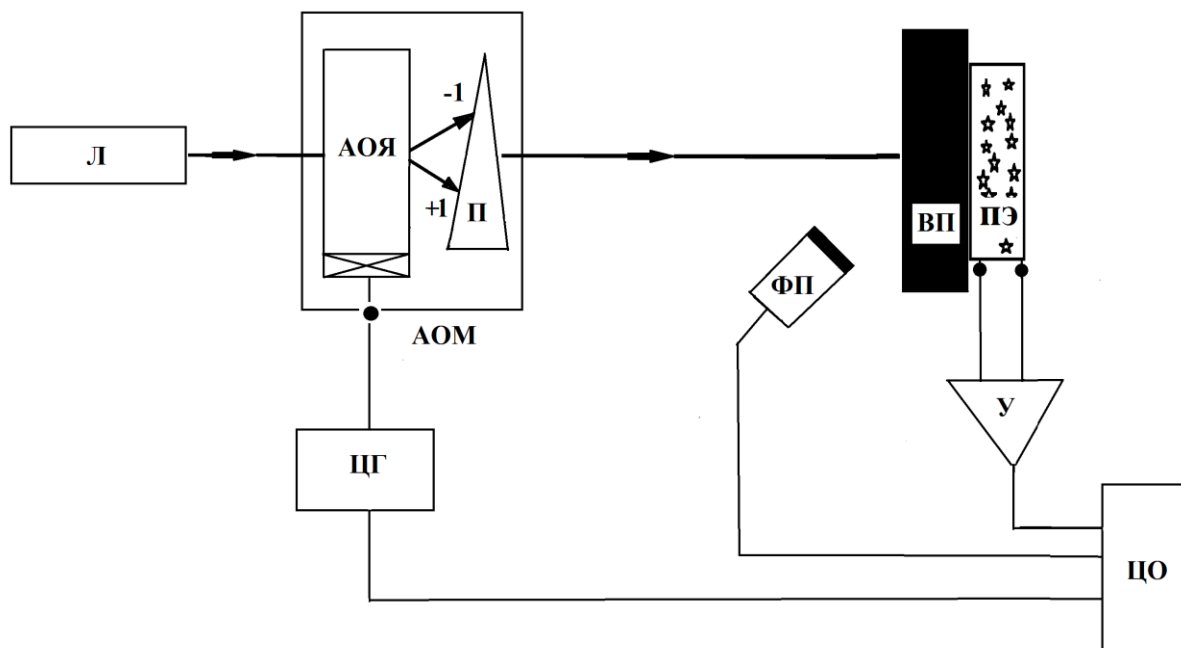


Рис.3. Схема экспериментальной установки

Здесь Л – лазер, АОМ – акустооптический модулятор, П – поляризационная призма, ВП – внешняя пластина, ПЭ – пьезоэлемент, ЦГ – цифровой генератор, ФП – фотоприемник, У – усилитель, ЦО – цифровой осциллограф.

Использовался неполяризованный непрерывный волоконный одномодовый лазер с длиной волны 1.07 мкм, апертура 1 мм, $M^2 = 1.01$, регулируемая выходная мощность до 20 Вт. Поляризационно нечувствительный модулятор содержал акустооптическую ячейку АОЯ на базе кристалла TeO_2 и поляризационную призму П и обеспечивал импульсную модуляцию луча с эффективностью 95 % [2].

Используемые приборы: генератор – AFG3000, усилитель - УЗ-29, осциллограф - TDS1012В.

Генератором формировался импульсный сигнал управления модулятором и синхроимпульсы на осциллограф. Модулированный луч направлялся на исследуемый датчик. Сигнал с электродов ПЭ через усилитель поступал на осциллограф. Кремневый PIN фотоприемник регистрировал рассеянный от поверхности датчика свет. Мощность света в импульсе 19 Вт.

Фотография изготовленного датчика, на котором проводились измерения, представлена на рис. 4.

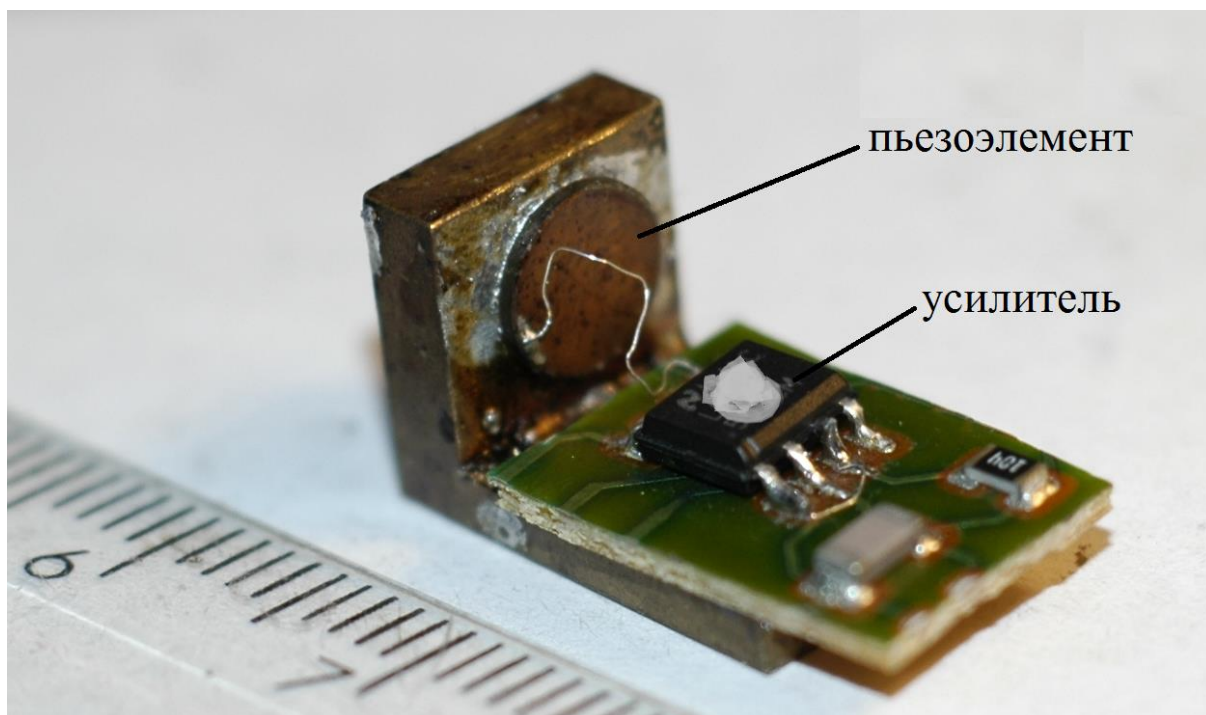
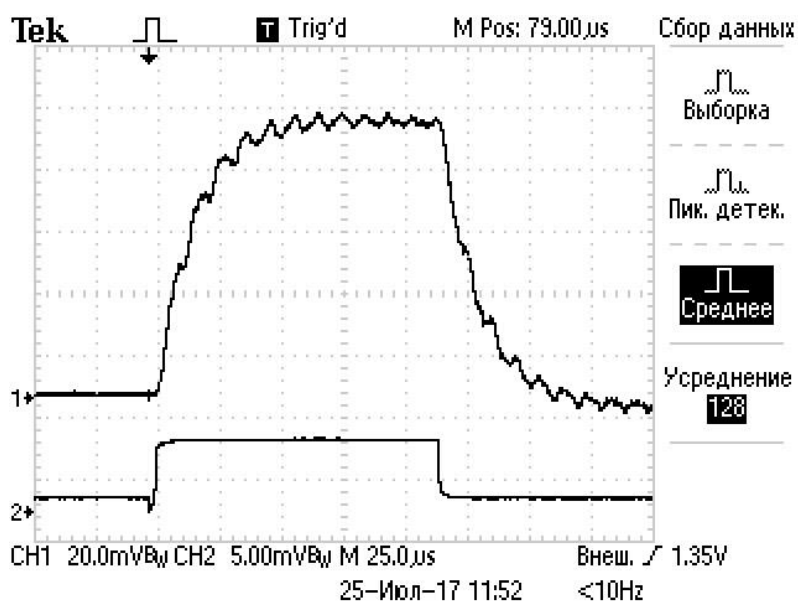


Рис. 4. Фотография датчика, деления линейки – см

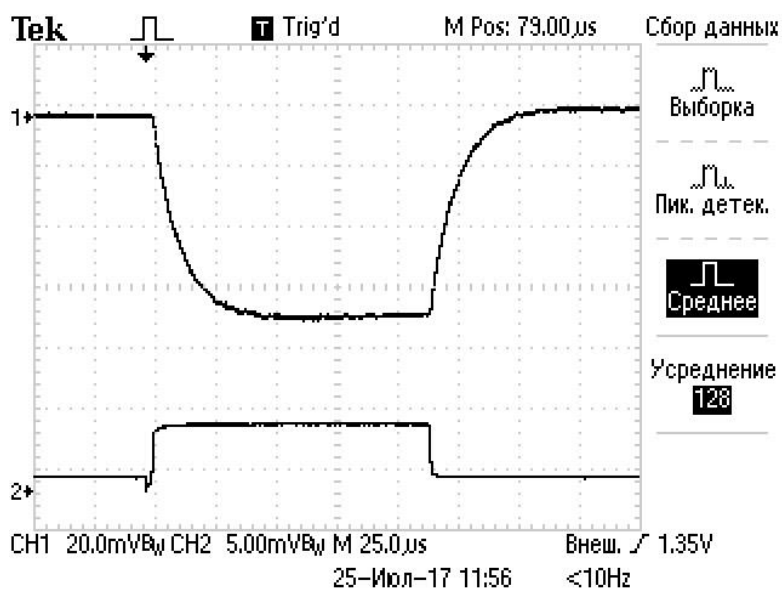
2. Экспериментальные результаты

Целью экспериментов явилось измерение основных параметров датчика: чувствительность, быстродействие, динамический диапазон, температурная зависимость, угловая чувствительность. Обсуждение полученных результатов – ниже.

Электронные фотографии сигнала с осциллографа показаны на серии рис. 5, верхний отклик с ПЭ, нижний – с фотодиода.



а) свет падает на медную пластину



б) свет падает непосредственно на ПЭ
Рис.5. Сигналы от: ПЭ – верхний отклик, фотодиода – нижний
Развертка по X – 25 µs на клетку

На рис.6 представлена температурная зависимость амплитуды сигнала с ПЭ от температуры, которая изменялась внешним нагревателем.

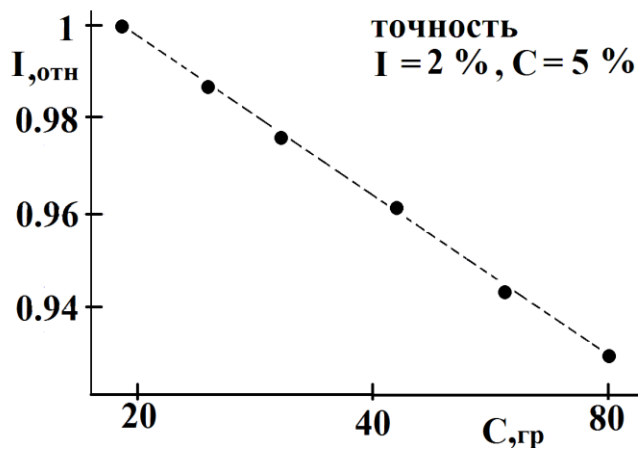


Рис. 6. Температурная зависимость чувствительности датчика

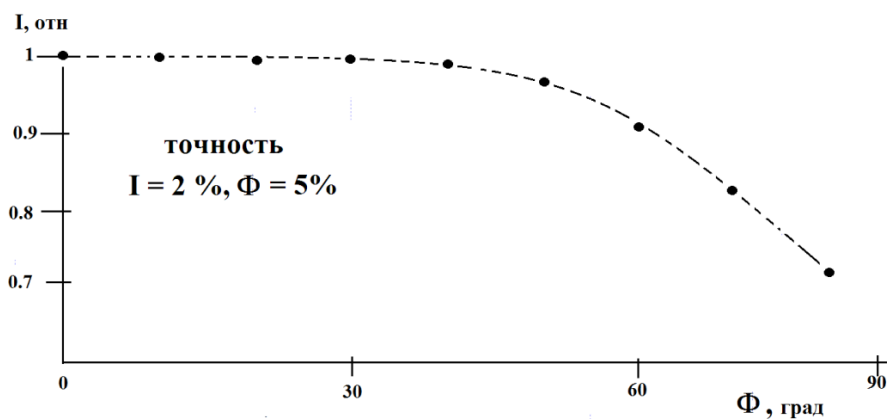


Рис. 7. Угловая зависимость чувствительности датчика

Рис.7 показывает изменение амплитуды сигнала с датчика при изменении его углового положения относительно лазерного луча. 0 град – нормальное падение света на поверхность датчика.

3. Обсуждение результатов

Наблюдаемая разнополярность пьезооткликов рис. 5а) и 5б) при воздействии на медную пластину и ПЭ, указывают на адекватность модели рис. 1.

3.1. Чувствительность (рис. 5)

При мощности оптического импульса $P_{оп} = 19$ Вт амплитуда сигнала непосредственно на обкладках ПЭ равна 50 мВ. Из измеренного значения активной составляющей импеданса ПЭ 300 кОм, оценки потерь на преобразовании звук – сигнал в ПЭ 3 дБ и поглощении 90% света на поверхности меди, получаем оценочную величину акустической мощности поступающей на ПЭ $P_{ак} \approx 1.9 \cdot 10^{-8}$ Вт. Таким образом, экспериментальная величина коэффициента радиационно-акустического преобразования:

$$\eta_э = P_{ак} / P_{оп} \approx 1.9 \cdot 10^{-8} / 19 = 1 \cdot 10^{-9} \quad (1)$$

Сопоставим величину наблюдаемого преобразования с расчетом по выражению (9) стр. 50 работы [1], Используя коэффициент объемного теплового расширения меди $\beta = 5 \cdot 10^{-5}$ 1/град, и интенсивность света $J = 19 \cdot 10^2$ Вт/см² получим расчетный коэффициент преобразования:

$$\eta_p = 8,3 \cdot 10^{-13} \cdot J \sim 1.7 \cdot 10^{-9} \quad (2)$$

Различие между экспериментом и расчетом существует, но не принципиальное. По-видимому, подставленные оценочные параметры не точны. Следовательно, имеет место именно радиационно-акустическое преобразование световой энергии в электрическую.

Таким образом, верхний диапазон измеряемых мощностей многократно превышает уровень 20 Вт, и будет ограничиваться лишь деструкцией (окислением, плавлением, горением) принимаемой свет поверхности датчика.

3.2. Быстродействие (рис. 5)

Из осциллограммы видно, что быстродействие датчика составляет около 40 мкс. Проведенные измерения указывают на то, что наряду с другими факторами (теплоемкость и теплопроводность поглощающего материала), быстродействие зависит и от толщины ПЭ. Так, с пластиной ниобата лития 55 мкм быстродействие составило около 25 мкс. Можно предположить, что дальнейшее уменьшение толщины ПЭ будет приводить к повышению быстродействия, хотя и связано с определенными технологическими трудностями.

3.3. Температурная зависимость чувствительности (рис. 6)

Измерения показывают, что по крайней мере в данном температурном диапазоне, зависимость линейная и имеет значение около $1.8 \cdot 10^{-3}$ 1/град. Поскольку, точка Кюри (фазовый переход) у ниобата лития $\sim 1210^\circ\text{C}$, механизм зависимости, очевидно, не связан с изменением его пьезо свойств. Статические изменения размеров, тоже вряд ли являются причиной. Тем самым, причина зависимости, по-видимому, та же, что и для всех колориметрических систем – изменение разности температур между начальной температурой и температурой при воздействии. В плане практики, решение очевидно, либо осуществлять термостабилизацию поглощающей пластины, отводя

выделяемое тепло, либо (и) аппаратно учитывать статическую температуру при измерениях.

3.4. Угловая зависимость чувствительности (рис.7)

При углах наклона до 40 - 45 гр. сигнал практически не меняется. По-видимому, основной механизм уменьшения сигнала при больших углах – это увеличение эффективного размера облучаемой области, и выход света за апертуру ПЭ. С практической точки зрения эта слабая чувствительность весьма полезна – не требуется точного углового позиционирования датчика относительно светового луча, и сохраняется адекватность измерений при различных расходимостях луча.

Отметим еще одну особенность пьезоотклика при воздействии света на медную пластину. На рис. 5а видно, что за переднем и заднем фронтах импульса возникают затухающие гармонические колебания. Период колебаний примерно равен 10 мкс, что соответствует времени пробега звуковой волны от поглощающей поверхности меди до задней грани ниобата лития, тем самым акустический резонатор – медная пластина и ПЭ возбуждается на фронтах сигнала. В то же время, на рис 5б, возбуждение непосредственно ПЭ, стоячая волна (с точностью наблюдения) отсутствует. Причина «асимметрии» автору не ясна.

Были проведены эксперименты при больших интенсивностях света, установкой короткофокусного объектива (фокус 15 мм) перед медной пластиной. При этом возникало пламя на поверхности меди. Существенных изменений в характеристиках сигнала зафиксировано не было.

Выводы

Разработан датчик мощного импульсного лазерного излучения, основанный на терморационном (термоупругом) эффекте. Предназначен для измерений абсолютных значений мощности при высоком (микросекундном) быстродействии. Энергетическое воздействие света происходит на внешней пластине с возможным ее охлаждением, что и позволяет измерять оптические потоки до сотен и более ватт. Небольшие габариты датчика позволяют интегрировать его в существующие лазерные системы и устройства. Кроме того, данный принцип может найти использование в системах лазерной обработки материалов для приема акустического сигнала непосредственно через деталь, на которую воздействует лазерный луч с целью контроля и управления режимом работы.

Автор выражает признательность д.ф.-м.н. В.И. Миргородскому, как инициатору работы.

Работа выполнена в рамках госзаказа ФИРЭ.

Список литературы

1. Лямшев Л.М. //Успехи физических наук. 1992. Том 162. № 4. С. 43-94.
2. Антонов С.Н. // ЖТФ. 2016.том 86. Вып.1. С. 132-135.

Моделирование источника и акустического поля тонального шума лопаточных машин

Тимушев С.Ф.^{1*}, Гаврилюк В.Н.², Аксенов А.А.³, Клименко Д.В.⁴

¹Зав. кафедрой 202, МАИ (НИУ), 125993, Москва, Волоколамское шоссе, д.4,

²Вед. программист, 125993, Москва, МАИ (НИУ), Волоколамское шоссе, д.4,

³Зам.директора, ООО «Тесис», 127083 Москва, улица Юннатов, 18/706,

⁴Доцент кафедры 202, МАИ (НИУ), 125993, Москва, Волоколамское шоссе, д.4

Аннотация

Снижение шума лопаточных машин – насосов, вентиляторов, компрессоров представляет собой серьезную инженерную проблему. Например, шум вентилятора авиационного двигателя по-прежнему доминирует на режимах взлета и набора высоты, поэтому снижение шума вентилятора является необходимым условием удовлетворения самолета требованиям стандартов ИКАО. В настоящее время наиболее эффективным средством снижения шума являются многослойные звукопоглощающие конструкции (ЗПК), которые размещаются на внутренней поверхности воздушных каналов. Оптимальные параметры звукопоглощающих конструкций (ЗПК) и их расположение может быть определено многопараметрическими вычислениями пространственных звуковых полей для каждой искомой тональной компоненты. Для практического решения этой задачи предлагается новый высокоэффективный метод численного моделирования 3-мерных тональных акустических полей на частотах следования лопаток и их высших и комбинационных гармониках, генерируемых вентилятором авиационного двигателя. Он может быть также использован для расчета тонального шума, создаваемого лопаточными машинами в компьютерных устройствах, системах кондиционирования, насосах. Этот метод базируется на прямом решении Фурье - преобразованного волнового уравнения в комплексных переменных с учетом конвекции в декартовой системе координат с граничными условиями в форме комплексного импеданса. Источник шума может быть получен методом акустико-вихревой декомпозиции.

Ключевые слова: ЧСЛ тональный шум, акустико-вихревой метод, комплексный акустический импеданс

Turbomachinery tonal noise source and acoustic field CFD-CAA modeling in presence of SAS complex acoustic impedance boundaries

Sergey F. Timushev^{1}, Vladimir N. Gavriluk², Andrey A. Aksenov³, Dmitry V. Klimenko⁴*

*¹Head Department 202 of the Moscow Aviation Institute (National Research University), 125993
4, Volokolamskoye highway, Moscow, Russia*

²Leading Programmer, Dept.202, MAI (NRU), 125993 4, Volokolamskoye highway, Moscow, Russia

³Deputy General, TESIS Ltd., Russia

⁴Docent, Dept.202, MAI (NRU), 125993 4, Volokolamskoye highway, Moscow, Russia

Abstract

Reduction of noise of bladed machines – pumps, ventilators, compressors is a serious engineering issue. The aircraft engine tonal fan noise still has a dominant position on the regimes of take-off and climb. Therefore, reducing the fan noise is one of the necessary conditions for aircraft to meet ICAO noise standards. Currently, the most effective technical means are multi-layered sound-absorbing cellular structures (SAS), which can be installed on the flow path inner surfaces. Optimal parameters of sound-absorbing structures (SAS) and their location can be determined by multi-parametric computations of spatial sound fields for each tonal components of interest. For the practical solution of this problem authors propose a new high-performance numerical modeling method of three-dimensional acoustic field of a tonal component on blade passing frequency and its higher and combined harmonics generated by the fan. It can be used as well to compute tonal noise of fans of computer devices, air conditioning systems. The method is based on solving a boundary value problem

for Fourier transformed convective wave equation with complex variables in a Cartesian coordinate system in the arbitrary domain with complex impedance boundary conditions. The noise source is obtained by the acoustic-vortex decomposition.

Key words: *BPF tonal noise, acoustic-vortex method, complex acoustic impedance.*

Введение

Численное моделирование акустики вентиляторов современных двухконтурных авиадвигателей [1], вентиляторов поездов [2], вентиляторов компьютерных устройств и систем кондиционирования становится важной современной инженерной проблемой [3]. Этим вопросам в развитых странах уделяется все возрастающее внимание, что отражается в значительном ужесточении требований по ограничению уровня шума самолетов в аэропортах, введение жестких стандартов на уровень шума в офисных помещениях [4, 5].

Физические механизмы генерации аэродинамического шума осевых вентиляторов, в частности, подробно рассмотрены в книге А. Геделя [6]. Он указал, что шум вентилятора состоит из тональных компонент и широкополосного шума. Тональные компоненты на частотах, кратных частоте следования лопаток (ЧСЛ) обычно доминируют в спектре и определяют общий уровень звуковой мощности. В осевых вентиляторах, где число Маха по окружной скорости ниже 0.5, генерация шума относится к случаю дипольного источника, следуя аэроакустической аналогии, введенной, Лайтхиллом [7]. Керл [8], Флоукс, Вильямс и Хоукинс [9] сформулировали теоретическую базу, для аналогии вводится определенное упрощение физических процессов генерации шума с целью их аналитического описания. Дипольный характер излучения обусловлен силами давления, действующими на лопатки ротора и статора, со стороны газового потока. Аналитическая формулировка этих процессов базируется на формализации, предложенной в частности Сизэрсом [10] и представляет излучаемый звук в форме так называемых спиральных мод [11]. Тайлер и Софрин [12] показали, что при низких значениях числа Маха относительного потока спиральные моды экспоненциально затухают в длинной трубе.

В настоящее время методы вычислительной гидродинамики и акустики получили широкое развитие, что позволяет это использовать для определения акустического излучения вентилятора [13, 14]. Они в настоящее время базируются в основном на применении уравнения Лайтхилла и аэроакустической аналогии, как в FWH-уравнении, или на применении теоремы Кирхгоффа [15]. В таких методах проблема декомпозиции, т.е. разделения акустической и вихревой (псевдозвуковой) мод в зоне источника колебаний, не решена. Для практического решения этой задачи предлагается новый высокоэффективный метод численного моделирования 3-мерных тональных акустических полей на частотах следования лопаток и их высших и комбинационных гармониках, генерируемых лопаточными машинами компьютерных устройств, систем кондиционирования, вентилятором авиационного двигателя. Метод базируется на решении краевой задачи для Фурье преобразованного конвективного волнового уравнения в комплексных переменных в декартовой системе координат в произвольной области с граничными условиями в форме комплексного импеданса. Источник шума может быть задан в распределенной по пространству форме или в форме звуковой мощности на поверхности вблизи ротора, ограничивающей зону вихревых возмущений (псевдозвука). Звуковая мощность может быть определена акустико-вихревым методом [16], где источник шума представлен как производная по времени от давления вихревой моды [17]. Это определяет источник, пульсации

давления и распространение шума в ближнем поле как прямой результат численного моделирования.

1. Вывод основных уравнений и граничных условий

1.1. Акустико - вихревая декомпозиция

В изоэнтропическом течении приращения энтальпии, давления и плотности связаны термодинамическими соотношениями

$$dh = \frac{dP}{\rho}, dP = a^2 d\rho \quad (1)$$

где a - скорость звука в рабочей среде.

Проведем декомпозицию поля скорости сжимаемой среды, которое описывается уравнениями

$$\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + \nabla \frac{V^2}{2} - \nabla \times (\nabla \times \mathbf{V}) = -\nabla h + \nu \Delta \mathbf{V} \quad (2)$$

$$\frac{1}{a^2} \left(\frac{\partial h}{\partial t} + \mathbf{V} \nabla h \right) + \nabla \mathbf{V} = 0 \quad (3)$$

где ν - коэффициент кинематической вязкости.

$$\frac{d\mathbf{U}}{dt} = -\nabla H + \nu \Delta \mathbf{U} + \nabla \varphi \times \zeta \quad (4)$$

Здесь акустическая мода введена акустическим потенциалом φ так, что

$$\mathbf{V} = \mathbf{U} + \nabla \varphi \quad (5)$$

$$\nabla \times \mathbf{V} = \nabla \times \mathbf{U} = \zeta \quad (6)$$

$$H = h + \frac{d\varphi}{dt} + \frac{1}{2} (\nabla \varphi)^2 - \nu \Delta \varphi \quad (7)$$

Уравнение для акустической моды колебаний может быть получено путем подстановки i из соотношения (7) в уравнение (3).

$$\frac{1}{a^2} \frac{d}{dt} \left(\frac{d\varphi}{dt} + \frac{(\nabla \varphi)^2}{2} - \nu \Delta \varphi \right) - \Delta \varphi = \frac{1}{a^2} \frac{dH}{dt} + \nabla \mathbf{U} \quad (8)$$

Правая часть уравнения (8) представляет собой источник акустических колебаний, который определяется нестационарной частью этой функции

$$S = \frac{1}{a^2} \frac{dH}{dt} + \nabla \mathbf{U} \quad (9)$$

Изменение дивергенции вектора скорости вихревой моды $\nabla \mathbf{U}$ обусловлено изменением плотности в потоке и не зависит от времени. В случае малой скорости среднего течения можно считать среду несжимаемой и

$$\nabla \mathbf{U} = 0 \quad (10)$$

Учитывая, что акустические колебания существенно меньше псевдозвука и, пренебрегая вязкой диссипацией, запишем акустико-вихревое волновое уравнение для случая, когда движение вихревой моды можно рассматривать как течение несжимаемой среды, в форме

$$\frac{1}{a^2} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} - \Delta \varphi = \frac{1}{a^2} \frac{dH}{dt} \quad (11)$$

С учетом линеаризации по φ соотношение (7) записывается в следующем виде:

$$-\frac{d\varphi}{dt} = h - H \quad (12)$$

Используя выражение (12), можно из уравнения (11) получить (13)

$$\frac{1}{a^2} \frac{d^2 h}{dt^2} - \Delta h = -S' \quad (13)$$

Возмущающую функцию в правой части уравнения (13) можно выразить как нестационарную часть выражения (14):

$$-\Delta H = \nabla(\mathbf{U}\nabla\mathbf{U}) = \nabla\left(\nabla\left(u^2/2\right) - \mathbf{U} \times \zeta\right) \quad (14)$$

Используя локальный комплексный удельный акустический импеданс Z , граничное условие для пульсаций давления на скользящей поверхности ротора может быть представлено в форме, обеспечивая декомпозицию на этом граничном условии.

$$\frac{\partial(h - H)}{\partial n} = -\frac{1}{aZ} \frac{\partial(h - H)}{\partial t} \quad (15)$$

где n – нормаль к границе, H – колебания энтальпии вихревой моды, полученные в расчете вихревой моды.

1.2. Фурье – преобразованное волновое уравнение

Предлагаемый численный метод моделирования трехмерных акустических полей базируется на решении краевой задачи в произвольной области для Фурье преобразования колебаний давления p . Определяющее уравнение описывает распространение звука в термодинамически однородном стационарном потоке:

$$\left(ik + M_j \frac{\partial}{\partial x_j}\right)^2 p = \frac{\partial^2 p}{\partial x_j^2} + s \quad (16)$$

Параметры среднего потока изменяются в пространстве с учетом вектора числа Маха M_j [18]. Здесь $k = \omega/a$, где ω – частота a – скорость звука, s – акустический источник.

Граничное условие на стенке может быть записано в форме соотношения Майера [19]:

$$iku_n = \left(ik + M_j \frac{\partial}{\partial x_j} - \frac{\partial M_l}{\partial x_j} n_j n_l\right) \frac{p}{\rho c Z} \quad (17)$$

где $u_n = n_j u_j$ – Фурье образ возмущения скорости по нормали к стенке n_j , Z – удельный комплексный импеданс стенки или звукопоглощающей конструкции (ЗПК), в общем, зависящий от локального числа Маха и параметров погранслоя.

На абсолютно отражающей стенке граничное условие (17) станет $u_n = 0$. На внешних границах вычислительной области устанавливаются неотражающие граничные условия как в звуковом излучении Зоммерфельда в неограниченное

пространство, модифицированном здесь, чтобы учесть неоднородность параметров звуковой волны, согласно концепции [20]:

$$ik\rho c u_n = \left(ik + M_j \frac{\partial}{\partial x_j} - \frac{\partial M_l}{\partial x_j} n_j n_l \right) p + \frac{i}{2k} \Delta_n p \quad (18)$$

где Δ_n – двумерный оператор Лапласа в плоскости, ортогональной к вектору нормали n_j .

Для замыкания граничных условий (24, 25) используется преобразование Фурье для закона сохранения момента в проекции на нормаль, что может быть записано, как:

$$\left(ikn_j + \frac{\partial M_l}{\partial x_j} n_l \right) u_j + \left(M_l \frac{\partial u_j}{\partial x_l} + \frac{1}{\rho c} \frac{\partial p}{\partial x_j} \right) n_j = 0 \quad (19)$$

1.3. Акустический источник

Функция источника в (22) может быть получена для случая малых скоростей среднего потока, с учетом (10), в прямоугольной системе координат, как нестационарная часть S из выражения (26). В случае высоких чисел Маха среднего потока необходимо учитывать поправку согласно (9).

$$S = 2 \left(\frac{\partial U_y}{\partial x} \cdot \frac{\partial U_x}{\partial y} + \frac{\partial U_z}{\partial x} \cdot \frac{\partial U_x}{\partial z} + \frac{\partial U_z}{\partial y} \cdot \frac{\partial U_y}{\partial z} - \frac{\partial U_x}{\partial x} \cdot \frac{\partial U_y}{\partial y} - \frac{\partial U_x}{\partial x} \cdot \frac{\partial U_z}{\partial z} - \frac{\partial U_y}{\partial y} \cdot \frac{\partial U_z}{\partial z} \right) \quad (20)$$

Источник может быть определен граничным условием путем итераций энергетического уравнения, записанного в интегральной форме (21) с известным источником звуковой мощности, определенным акустико-вихревым методом.

$$\frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_S \int_{-\infty}^{+\infty} p(\omega - \xi) u_n(\xi) d\xi \cdot dS = W_l \delta(\omega - \omega_l) \quad (21)$$

где W_l - источник звуковой мощности ЧСЛ гармоники l .

2. Метод решения волнового уравнения в комплексных переменных

Метод решения реализован на прямоугольной сетке с автоматической адаптацией к произвольным криволинейным границам. Используется параллельный итерационный алгоритм решения систем линейных уравнений (СЛАУ), возникающих при дискретизации описанных ранее уравнений (22 - 25) на заданной расчетной сетке. Исходная система линейных уравнений записана в терминах комплексных переменных. Для обеспечения возможности использования решателя на основе вещественных чисел предварительно проводилось преобразование комплексных данных в эквивалентные вещественные уравнения для удвоенной вещественной размерности. При этом каждая пара неизвестных рассматривалась как единый блок неизвестных, что эквивалентно рассмотрению СЛАУ для мелко блочной вещественной СЛАУ с разреженной матрицей, составленной из плотных блоков 2×2 .

Параллельный решатель FlowVision [21], TParFBSS [22, 23] применяется для решения СЛАУ. Итерационный алгоритм решения СЛАУ в решателе TParFBSS состоит из нескольких этапов.

На первом этапе для матрицы СЛАУ в терминах мелких блоков строится упорядочивание типа вложенных сечений для обеспечения возможности использования параллелизма в дальнейших вычислениях.

На втором этапе вычислений параллельно по уровням дерева строится неполное блочное треугольное разложение матрицы высокого порядка точности. На третьем этапе для окончательного вычисления решения СЛАУ проводится некоторое число итераций предобусловленного алгоритма типа подпространства Крылова. Распараллеливание всех вычислений по решению СЛАУ осуществляется по общей памяти на основе технологии Intel TBW.

3. Примеры верификации

Излучение диполя в открытое пространство

Рассчитывается акустическое излучение диполя в открытое пространство с неотражающими внешними граничными условиями. Ось диполя, помещенного в начале координат (0, 0, 0), направлена вдоль координаты x :

$$s = A \cdot \delta'(x)\delta(y)\delta(z) \quad (22)$$

Рассматривается область пространства $-0.2 < x < 0.2$, $y < 0.2$, $z < 0.2$ (ограниченная плоскостями симметрии $y=0$ и $z=0$). Дипольный момент задается равным $A=0.343$. Источниковая функция f задается в двух ячейках сетки, расположенных слева и справа по оси x от начала координат, путем объемного интегрирования в них (28). Плечо диполя в этом случае равно шагу сетки вдоль оси x и составляет 0.0070. Длина рассматриваемых акустических волн равна 0.2, число Гельмгольца относительно ширины рассматриваемой области равно: $kr = 6.28$ (дальнее поле).

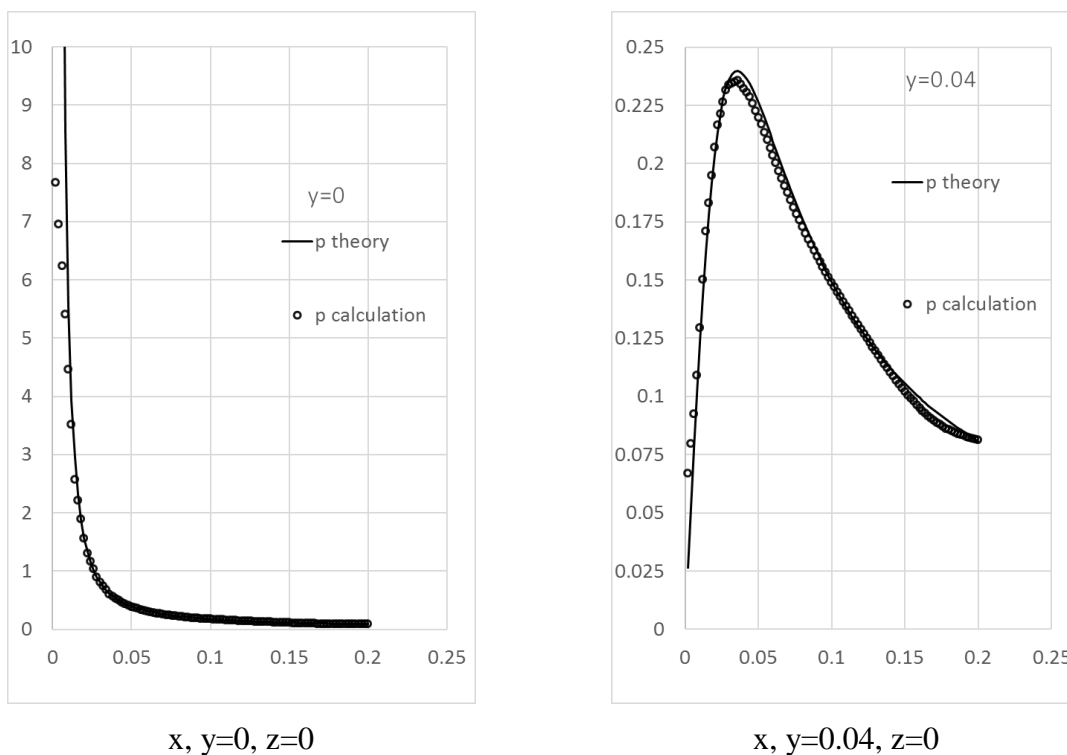


Рис. 1. Теоретическое [23] и расчетное давление вдоль линий $(x, y=0, z=0)$ (слева), $(x, y=0.04, z=0)$ (справа)

По результатам вычислительного эксперимента заметных искажений линий постоянного давления, которые могли бы быть связаны с прямоугольностью сетки или с отражением акустических волн от прямоугольных внешних границ, не зафиксировано.

Теоретическое решение имеет вид [24]

$$p = \frac{A}{r^2} \sqrt{1 + k^2 r^2} \cos \vartheta \quad (23)$$

где ϑ – полярный угол, образованный осью диполя и радиус-вектором точки наблюдения.

На рис.1 приведено сравнение расчетных и теоретических величин давления. Отличие расчетного давления от теоретического в диапазоне шага сетки (и плеча диполя) обусловлено погрешностью дискретизации источниковой функции (28).

Осевой вентилятор ВН-2 в трубе

Сравнение вычислений с экспериментом проведено для тонального шума на первой ЧСЛ гармонике с частотой 225,5 Гц. Тональный шум генерируется вентилятором ВН-2 (Рис. 2) с радиусом ротора 60 мм. В вычислительном эксперименте вентилятор расположен в трубе [16], которая помещена в сферу с неотражающей границей.

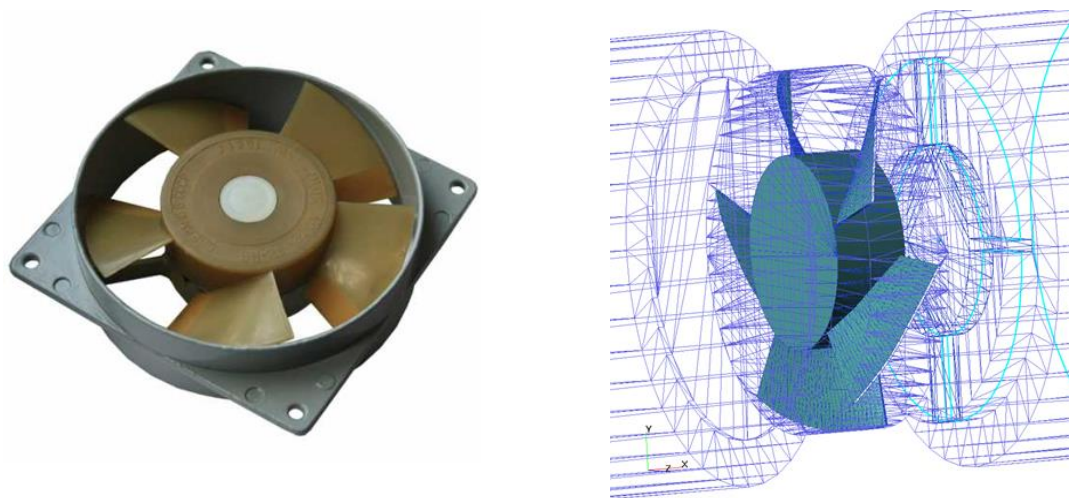


Рис. 2. Вентилятор ВН-2. Расчетная сетка в плоскости симметрии и трубе, а также на неотражающей поверхности

Рисунок 4 – Сетка и амплитуда пульсаций давления в плоскости симметрии (а) и в поперечной плоскости (b).

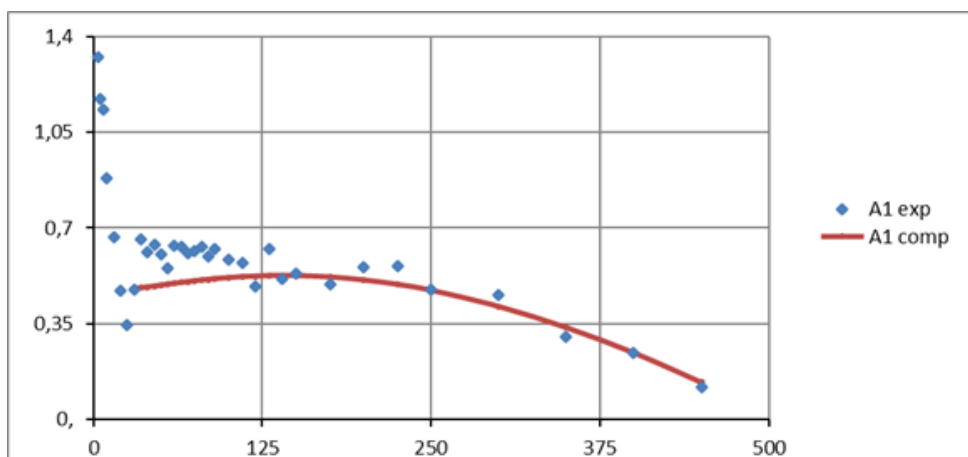


Рис. 3. Расчетное и экспериментальное распределение амплитуды пульсаций давления A1 (Па) вдоль длины трубы (mm) на внутренней стенке на радиусе $r = 73$ mm выше по течению от ротора

Расчетные и экспериментальные распределения амплитуды первой гармоники ЧСЛ вдоль длины трубы на внутренней стенке показаны на рис. 3.

Амплитуда пульсаций давления вверх и вниз по течению от ротора радиусом 60 мм резко падает в псевдозвуковой зоне, на расстоянии менее 1,5 радиуса. Вне этой зоны (где практически нет псевдозвуковых колебаний) соответствие между экспериментальными и расчетными данными очень хорошее. Эта задача на сетке 250,000 ячеек решена в течение ~ 1 минуты на процессоре i7-3930K CPU 3.20 GHz.

Акустика модели вентилятора авиадвигателя

Рассматривается течение в модели входного участка авиационного двигателя, создаваемое набегающим внешним потоком с числом Маха 0,3, и создаваемый вентилятором с 16 лопастями тональный шум на частоте 2100 Гц. Модельный источник возмущения задан аналитически в форме периодической по углу с периодом $360/160$ градусов и амплитудой функции 1000 Па: $J_+ = 1000 \cdot [1 + \cos(16\phi)]$. Акустический расчет выполняется при наличии на внутренней стороне воздухозаборника ЗПК с удельным комплексным акустическим импедансом $Z = 4 - 0.5i$ и в отсутствие ЗПК. Целью расчета является сравнение излучаемой акустической мощности для двух случаев.

Расчетная область, сетка и контуры модели представлены на рис. 4. Достаточно большая плотность сетки в окрестности модели обеспечивает выполнение ограничения на сеточное число Гельмгольца $H < 1$. Данная сетка используется как для стационарного, так и для акустического расчета.

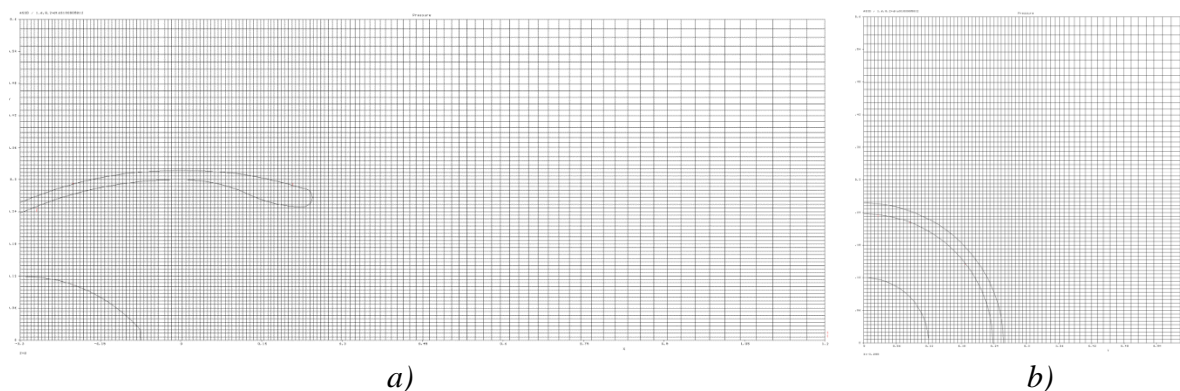


Рис. 4. Сетка (140 x 72 x 72) содержит 709207 cells. Сетка в плоскости симметрии (слева) и в плоскости вблизи вентилятора (справа)

Поле числа Маха, включенного в уравнение (22) и граничные условия (23-25), получены предварительным расчетом стационарного осесимметричного турбулентного потока. Поле числа Маха в плоскости симметрии показано на рис. 5.

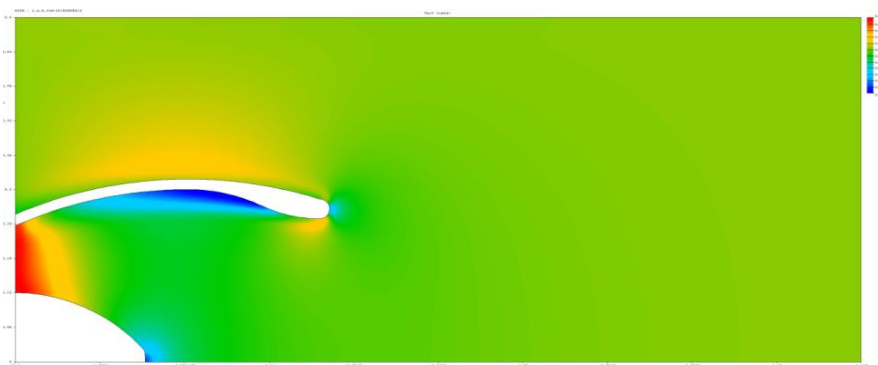
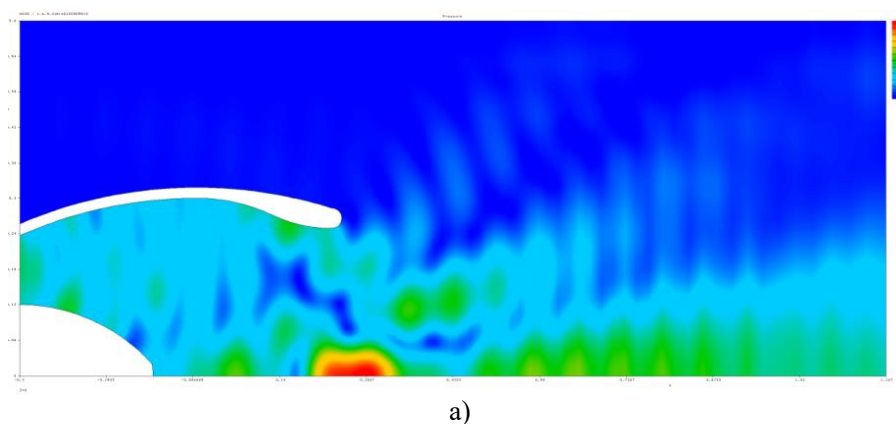
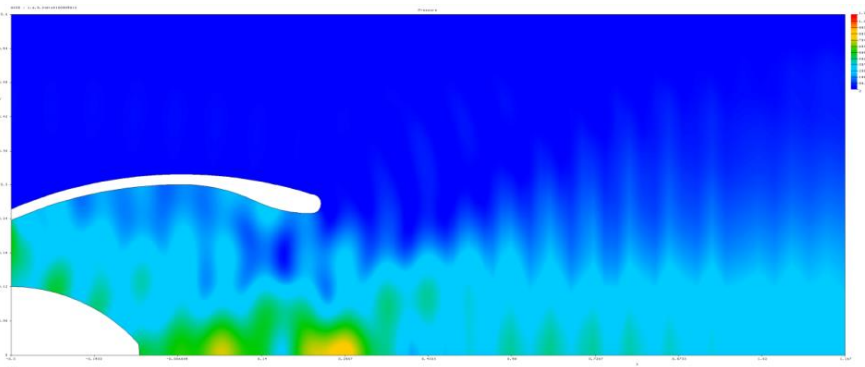


Рис. 5. Число Маха в плоскости симметрии (диапазон 0 – 0.5)

Результаты акустического расчета для обоих случаев при наличии и в отсутствие ЗПК показаны на рис. 6. Можно видеть существенное снижение акустического излучения в случае применения ЗПК.



a)



б)
 Рис. 6. Амплитуда пульсаций давления в плоскости симметрии (диапазон 0 – 1200 Па): а) - без ЗПК, б) – с применением ЗПК

Таблица 1 показывает полную излучаемую акустическую мощность и эффект применения ЗПК. Снижение излучаемого шума в единицах звуковой мощности составляет более 6 дБ.

Таблица 1
 Результат применения ЗПК

Параметр	Без ЗПК	ЗПК $Z=4-0.5i$
Полная излучаемая энергия	24.1 Вт	5.73 Вт
Снижение шума	-	6.25 дБ

Заключение

Приведенные примеры верификации и применения предложенного метода моделирования звукового поля с учетом граничных условий в форме комплексного акустического импеданса показывают хорошие перспективы его применения для оптимизации лопаточных машин, в том числе с целью снижения тонального шума вентиляторов двухконтурных авиационных двигателей.

Список литературы

1. Yu. D. Khaletskii and A. S. Pochkin Fan noise reduction of an aircraft engine by inclining the outlet guide vanes. *Acoustical Phys.* 61(1), 2015, 101-108.
2. Yan Jiang, Mats Åbom, Leping Feng, Sergey Timouchev, Christophe Maliczak Investigation of sound generation from an axial fan for engine cooling. *Proceedings of 3rd International symposium on Fan Noise 2007*, 19-21 September, 2007, Lyon, France.
3. Jean Thimany Attacking Noise Early. *Mechanical Engineering*, No.8 (136), 2014, 44-49.
4. ISO 3740-1980 Acoustics – Determination of sound power levels of noise sources – Guidelines for the use of basic standards and for the preparation of noise test codes.

5. ISO 11690-1 (1996), 'Acoustics – Recommended practice for the design of low-noise workplaces containing machinery – Part 1: Noise-control strategies'.
6. A. Guédel *Acoustique des ventilateurs*. CETIAT. PYC LIVRES, 1999.
7. M.J. Lighthill 1952 Proceedings of the Royal Society, London A 211, 564-587. On sound generated aerodynamically. Part I. General Theory.
8. N. Curle The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound. Proc. Royal Soc. A 231, p.505-514, 1955.
9. J.E. Flows-Williams and D.L. Hawkings Philosophical Transactions of the Royal Society A264, 321-342. Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion, 1969.
10. W.R. Sears Some aspects of non-stationary airfoil theory and its practical application. Journal of the aeronautical sciences, vol. 8 (3), 1941.
11. H. Atassi, G. Hamad Sound generated in a cascade by three-dimensional disturbances convected in a subsonic flow. Report NASA AIAA-81-2046, 1981.
12. J.M. Tyler, T.G. Sofrin Axial flow compressor noise studies. SAE Trans., Vol.70, 1962, pp. 309-332.
13. S. Caro, S. Moreau Comparaison d'une technique 2D de type Sears avec un calcul instationnaire direct pour le calcul du bruit de raies d'un ventilateur. Bruit des ventilateurs à basse vitesse. Actes du colloque tenu à l'Ecole Centrale de Lyon les 8 et 9 novembre 2001.
14. S. Caro, R. Sandboge, J. Iyer, Y. Nishio Presentation of a CAA formulation based on Lighthill's analogy for fan noise. Proceedings of 3rd International symposium on Fan Noise 2007, , Lyon, France, 19-21 September, 2007
15. F. Farassat and M.K. Myers 1988 Journal of Sound and Vibration 123, 451-461. Extension of Kirchhoff's formula to radiation from moving surfaces.
16. A.A. Aksenov, V.N. Gavriluk and S.F. Timushev. Numerical Simulation of Tonal Fan Noise of Computers and Air Conditioning Systems. ISSN 1063_7710, Acoustical Physics, 2016, Vol. 62, No. 4, pp. 447–455. © Pleiades Publishing, Ltd., 2016. Original Russian Text © A.A. Aksenov, V.N. Gavriluk, S.F. Timushev, 2016, published in Akusticheskii Zhurnal, 2016, Vol. 62, No. 4, pp. 442–450.
17. Timouchev S., Tourret J., Pavic G., Aksenov A. Numerical 2-D and 3-D methods for computation of internal unsteady pressure field and near-field noise of fans (Conference Paper) Noise Control Engineering Journal Volume 54, Issue 1, January 2006, Pages 15-20.
18. Синер А.А. Методика выбора звукопоглощающих конструкций для турбомашин на основе математического моделирования. – Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, 2010.
19. M.K. Mayers. On the acoustic boundary condition in the presence of flow. - Journal of Sound and Vibration 71(3), September 1980, 429-434.
20. E. Redon, A.-S. Bonnet-Ben Dhia, J.-F. Mercier and S. Poernomo Sari. Non-reflecting boundary conditions for acoustic propagation in ducts with acoustic treatment and mean flow. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 86, 2011, 1360–1378.
21. Аксенов А.А. Дядькин А.А., Кутин В.А., Москалёв И.В., Сушко Г.Б., Харченко С.А. Решение больших задач вычислительной гидродинамики на СКИФ МГУ с помощью FlowVision. // Материалы Всероссийской научной конференции "Научный сервис в сети ИНТЕРНЕТ: решение больших задач", Новороссийск 09/2008 сс.22-27.
22. Sushko G.B., Kharchenko S.A. Multi-threaded parallel implementation of the iterative algorithm for solving systems of linear equations with dynamic load balancing (in

Russian). Proceedings of the international conference "Parallel computational technologies" (РАСТ'2008), Saint-Petersburg, 28 january – 1 february 2008. Cheljabinsk, JuUrGU publ., 2008, p.452-457.

23. Sushko G.B., Kharchenko S.A. Experimental study on SKIF MGU "Chebyshev" of combined MPI+threads implementation of the iterative algorithm for solving SLAE's, appearing in FlowVision when modelling computational hydrodynamics problems (in Russian). Proceedings of the international conference "Parallel computational technologies" (РАСТ'2009), Nigniy Novgorod, 30 march – 3 april 2009. Cheljabinsk, JuUrGU publ., 2009, p.316-324.

24. Ржевкин С.Н. Курс лекций по теории звука. М.: МГУ, 1960.

Об источниках аэродинамического шума в вязком теплопроводном газе

Воронков С.С.

Зав. кафедрой дорожного строительства ПсковГУ
180000 г. Псков, пл. Ленина, д. 2

Аннотация

Используя акустическую аналогию Лайтхилла, из законов сохранения количества движения, массы и энергии получено волновое неоднородное уравнение относительно пульсаций давления. Привлечение при выводе уравнения энергии позволило выявить три новых источника аэродинамического шума. Приводятся результаты вычислительного эксперимента по моделированию турбулентного режима свободного потока вязкого теплопроводного газа. Даются количественные оценки значений установленных источников аэродинамического шума.

Ключевые слова: источник аэродинамического шума, волновое неоднородное уравнение, вязкий теплопроводный газ, вычислительный эксперимент.

On the sources of aerodynamic noise in a viscous heat-conducting gas

Voronkov S.S.

Head of the Department of road construction, Pskov State University, Russia

Abstract

Using the acoustic analogy of Lighthill, a wave inhomogeneous equation with respect to pressure pulsations was obtained from the laws of conservation of momentum, mass, and energy. Involvement in the derivation of the energy equation made it possible to identify three new sources of aerodynamic noise. The results of a computational experiment on modeling the turbulent regime of a free flow of a viscous heat-conducting gas are presented. Quantitative estimates of the values of the established sources of aerodynamic noise are given.

Key words: source of aerodynamic noise, wave inhomogeneous equation, viscous heat-conducting gas, computational experiment.

Введение

Акустическая аналогия Лайтхилла [1] позволила установить источники аэродинамического шума и выработать методы борьбы с ним. Уравнение Лайтхилла выводится из уравнений сохранения массы и количества движения и представляет собой волновое неоднородное уравнение, правая часть которого содержит различные источники звука. Выпишем уравнение Лайтхилла [1]:

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c_0^2 \nabla^2 \rho' = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial y_i \partial y_j}, \quad (1)$$

где ρ' – флуктуация плотности, c_0 – скорость звука,

$T_{ij} = \rho v_i v_j + \delta_{ij} [(p - p_0) - c_0^2 (\rho - \rho_0)] - e_{ij}$ – тензор турбулентных напряжений Лайтхилла.

При выводе уравнения Лайтхилла не учитывается диссипация энергии и теплообмен, которые всегда присутствуют в аэродинамическом потоке и количественно входят в уравнение энергии. В уравнениях Филлипса и Лилли устранен этот недостаток. При выводе этих уравнений привлекается второй закон термодинамики, записанный относительно изменения энтропии [1]. Производная энтропии по времени входит в правую часть этих уравнений, и таким образом, косвенно учитывает диссипацию энергии и теплообмен. Но более детального анализа влияния диссипации энергии и теплообмена на возникновение шума не проводилось. Проведем анализ влияния диссипации энергии и теплообмена на шумообразование в аэродинамическом потоке с привлечением уравнения для пульсаций давления, полученного в работе [2].

1. Вывод уравнения

Будем использовать акустическую аналогию Лайтхилла и получим из общих законов сохранения волновое неоднородное уравнение, в правую часть которого будут входить источники аэродинамического шума. В отличие от подхода Лайтхилла, наряду с законами сохранения массы и количества движения, также будем использовать закон сохранения энергии. Выпишем уравнения:

1. Уравнение Навье-Стокса – закон сохранения количества движения, в предположении постоянства коэффициента динамической вязкости $\mu = \text{const}$ и при отсутствии гравитационных сил [3]:

$$\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + \text{grad} \left(\frac{V^2}{2} \right) + \text{rot} \mathbf{V} \times \mathbf{V} = -\frac{1}{\rho} \text{grad} p + \frac{\mu}{\rho} \nabla^2 \mathbf{V} + \frac{\mu}{3\rho} \text{grad} \text{div} \mathbf{V}. \quad (2)$$

2. Уравнение для пульсаций давления – закон сохранения энергии, в предположении постоянства коэффициента теплопроводности $\lambda = \text{const}$ [2]:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \mathbf{V} \text{grad} p - a_s^2 \frac{dp}{dt} = (ka - 1)\Phi, \quad (3)$$

где p, ρ – давление и плотность газа; a_s – адиабатное и изэнтропное значение скорости звука; Φ – функция, учитывающая диссипацию энергии и теплообмен:

$$\Phi = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \left. \begin{aligned} &+ \mu \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \right. \\ &\left. + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right\}; \end{aligned} \right\}$$

T – температура газа; \mathbf{V} – вектор скорости газа с проекциями u, v, w на оси декартовой системы координат x, y, z соответственно; λ – коэффициент

теплопроводности; μ – коэффициент динамической вязкости; t – время; ka – показатель адиабаты.

3. Уравнение неразрывности – закон сохранения массы [3]

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \operatorname{div} \mathbf{V} = 0. \quad (4)$$

Выразим субстанциональную производную плотности из уравнения (4) и подставим в уравнение (3). В результате получим:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \mathbf{V} \operatorname{grad} p + \rho a_s^2 \operatorname{div} \mathbf{V} = (ka-1)\Phi \quad (5)$$

Выполним следующие преобразования уравнений (2) и (5): уравнение (2) продифференцируем оператором набла $\nabla = i \frac{\partial}{\partial x} + j \frac{\partial}{\partial y} + k \frac{\partial}{\partial z}$, уравнение (5) продифференцируем по времени $\frac{\partial}{\partial t}$. Привлекая формулы векторного анализа, после соответствующих преобразований, вычитая из уравнения (5) уравнение (2), получим:

$$\frac{\partial^2 \mathbf{p}}{\partial t^2} - a_s^2 \nabla^2 \mathbf{p} = \rho a_s^2 \left[\nabla^2 \frac{\mathbf{V}^2}{2} + \mathbf{V} \operatorname{rot} \operatorname{rot} \mathbf{V} - (\operatorname{rot} \mathbf{V})^2 + \operatorname{grad} p \operatorname{grad} \frac{1}{\rho} - \nabla \left(\frac{\mu}{\rho} \nabla^2 \mathbf{V} + \frac{\mu}{3\rho} \operatorname{grad} \operatorname{div} \mathbf{V} \right) \right] + (ka-1) \frac{\partial \Phi}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial t} (\mathbf{V} \operatorname{grad} p) - \frac{\partial (\rho a_s^2)}{\partial t} \operatorname{div} \mathbf{V}. \quad (6)$$

Уравнение (6) – волновое неоднородное уравнение, аналогичное уравнению Лайтхилла (1). Отличие заключается в том, что оно записано относительно пульсаций давления и в правой части появились дополнительные члены. Члены в правой части в квадратных скобках аналогичны членам уравнения Лайтхилла, но записанные несколько в ином виде. Представляют интерес дополнительные члены, включающие производные по времени. Их появление обусловлено использованием уравнения энергии при выводе (6). Первый член учитывает непосредственно диссипацию энергии и теплообмен, второй член учитывает изменение конвективной производной давления, третий член учитывает сжимаемость среды, и изменение плотности и скорости звука во времени. Для оценки вклада каждого из этих членов в генерацию шума турбулентным потоком проведем вычислительный эксперимент, позволяющий количественно оценить эти члены.

2. Вычислительный эксперимент

Математическая модель, описывающая свободный турбулентный поток в вязком теплопроводном газе включает: уравнения Навье-Стокса, энергии, неразрывности и состояния для совершенного газа. В этой системе из шести уравнений неизвестных 6 величин: p, ρ, T, u, v, w – давление, плотность, температура, проекции

скорости потока на оси x , y и z декартовой системы координат (при условии, что $\mu = \text{const}$ и $\lambda = \text{const}$). Численное решение системы уравнений осуществлялось по двухшаговой схеме Браиловской [4]. Программа реализована в среде MathCad Professional. Более подробное описание математической модели приведено в работе [5].

В качестве начальных условий задавалась скорость потока, изменяющаяся по закону $uM + u'$ в направлении оси x , где $uM = 10$ м/с – постоянная скорость потока, u' – пульсационная составляющая скорости, изменяющаяся по закону $u' = u\alpha \cdot \cos(\alpha)$, где $u\alpha = 0,1$ м/с – амплитуда возмущения скорости, $\alpha = \text{rnd}(2\pi)$ – фаза возмущения скорости, задаваемая как псевдослучайное число с равномерным распределением в интервале $[0, 2\pi]$. Начальные значения скорости в направлениях осей y и z принимались нулевыми. Начальные значения термодинамических параметров p, ρ, T принимались постоянными. На входной границе скорость вдоль осей x, y, z задавалась по приведенному выше закону, давление на выходной и боковых границах задавалось постоянным, граничные значения других переменных задавались экстраполяцией из внутренней области.

Количество узлов конечно-разностной прямоугольной сетки i, j, k по осям x, y и z принималось 11. Шаг конечно-разностной сетки принимался равномерным по осям x, y и z : $\Delta x = \Delta y = \Delta z = 0,1$ м. Шаг по времени определялся из условия устойчивости и принимался равным $\Delta t = 1 \cdot 10^{-4}$ с. Количество шагов по времени принималось $n = 100$.

Через определенный промежуток времени возникают пульсации скоростей вдоль осей y и z . На рисунках 1, 2, 3 приведены значения пульсаций скоростей.

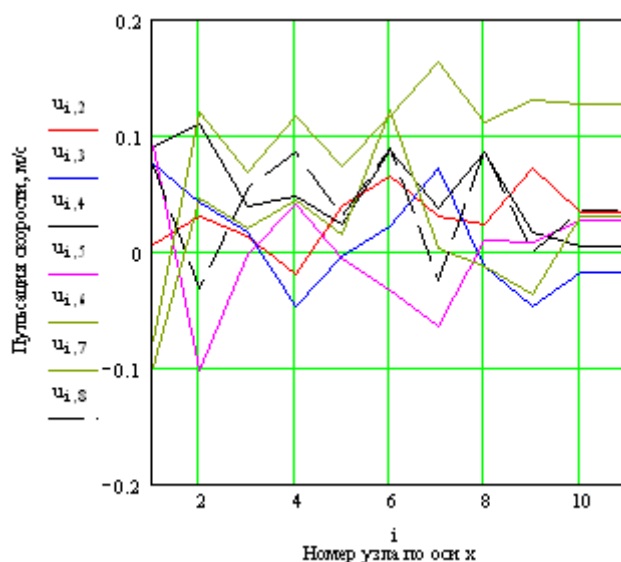


Рис. 1. Изменение пульсации скорости u вдоль оси x в сечении $k=6$ в момент времени $n = 100$

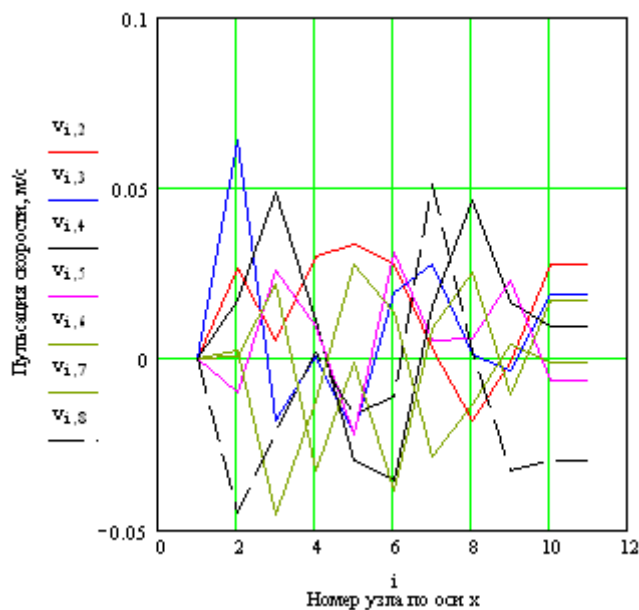


Рис. 2. Изменение пульсации скорости v вдоль оси x в сечении $k=6$ в момент времени $n = 100$

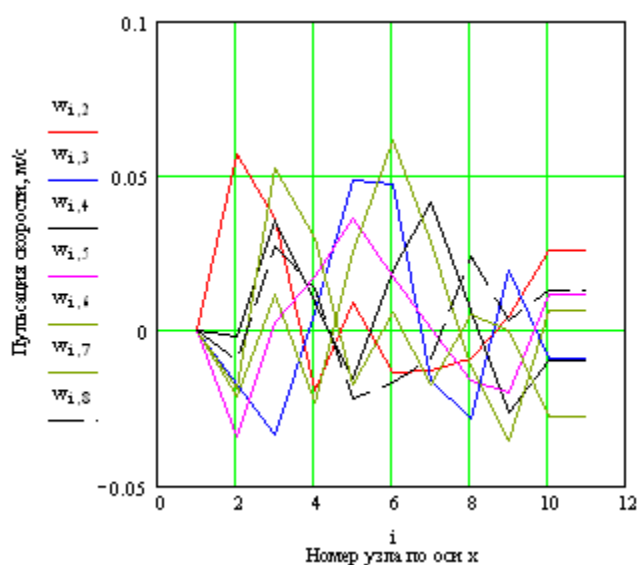


Рис. 3. Изменение пульсации скорости w вдоль оси x в сечении $k=6$ в момент времени $n = 100$

На рис. 4 приведены значения поля скоростей, соответствующих турбулентному режиму свободного потока вязкого теплопроводного газа.

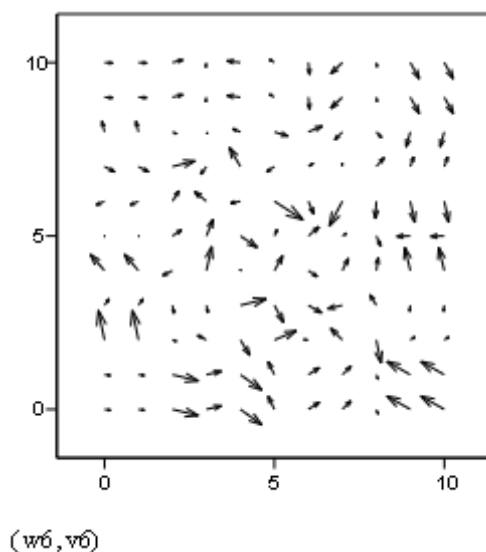


Рис. 4. Поле скоростей в сечении $i=6$ в момент времени $n = 100$

Проведем анализ изменения источников аэродинамического шума в турбулентном потоке. Обозначим дополнительные члены, входящие в правую часть уравнения (6) как источники шума 1, 2, 3. При вычислении этих членов производные по пространству аппроксимировались центральными разностями, производные по времени – односторонними разностями.

На рис.5 приведен характер изменения во времени члена «источника шума 1».

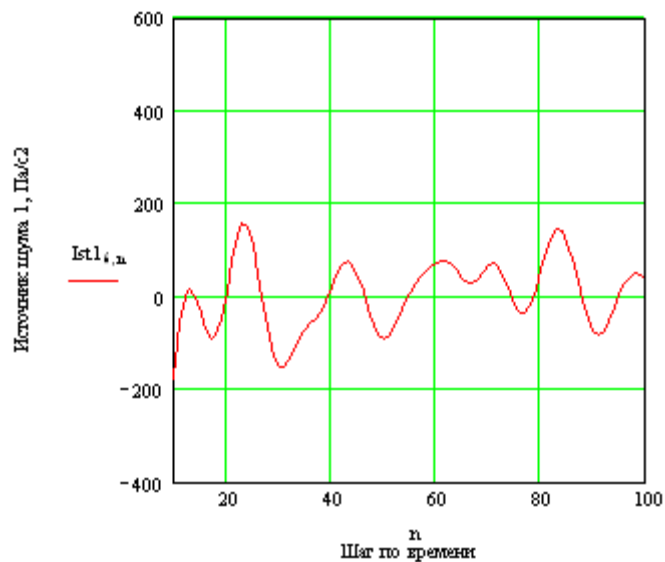


Рис. 5. Характер изменения «источника шума 1» $= (ka - 1) \frac{\partial \Phi}{\partial t}$ во времени в центральной точке расчетной области $i=6, j=6, k=6$

На рис.6 приведен характер изменения во времени «источника шума 3».

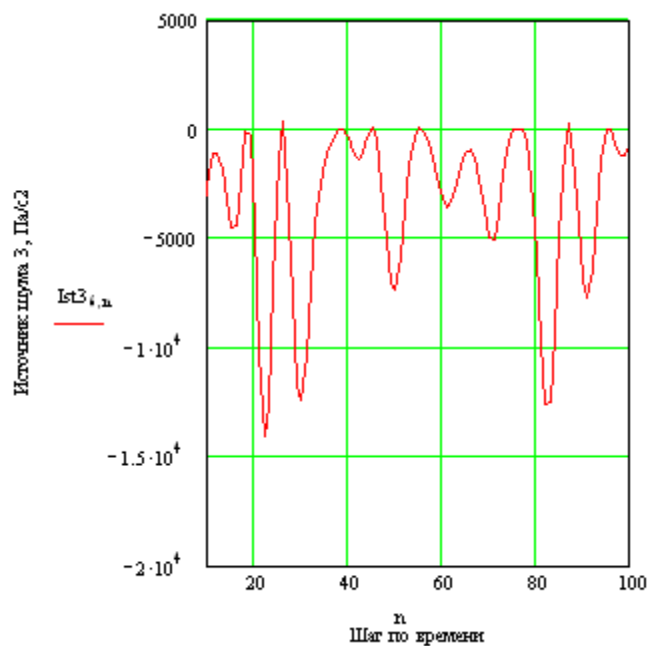


Рис. 6. Характер изменения «источника шума 3» $= \frac{\partial(\rho a_s^2)}{\partial t} \text{div} V$ во времени в центральной точке расчетной области $i=6, j=6, k=6$

На рис.7 приведен характер изменения во времени «источника шума 2» в сравнении с «источниками шума 1 и 3».

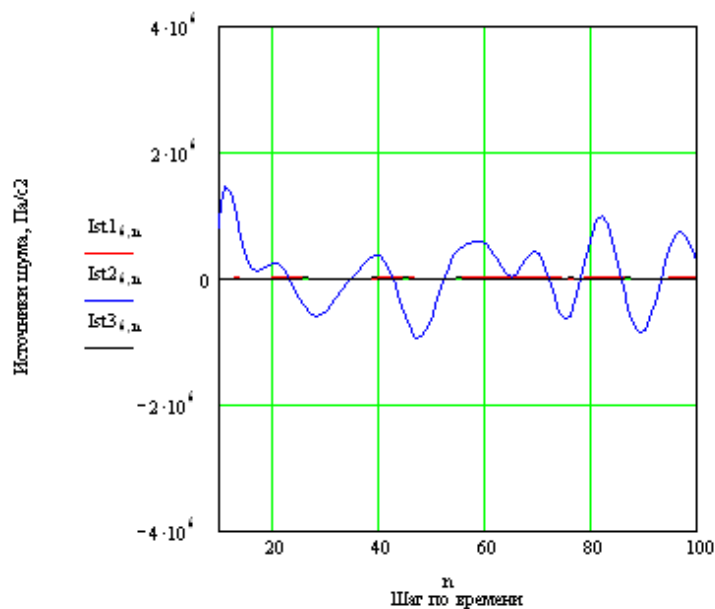


Рис. 7. Характер изменения «источника шума 2» $= \frac{\partial}{\partial t} (V \text{grad} p)$ во времени в центральной точке расчетной области $i=6, j=6, k=6$ в сравнении с «источниками шума 1 и 3»

Сравнение значений источников шума между собой (рис. 7) показывает, что количественно превалирует «источник шума 2», определяемый производной по времени от конвективной производной давления.

Заключение

Получено волновое неоднородное уравнение относительно пульсаций давления из законов сохранения количества движения, массы и энергии. Привлечение при выводе уравнения энергии позволило выявить три новых источника аэродинамического шума.

Показано, что количественно превалирует «источник шума 2», определяемый производной по времени от конвективной производной давления.

Список литературы

1. Голдстейн Мэрвин Е. Аэроакустика: Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1981. – 294 с.
2. Воронков С.С. О скорости звука в потоке вязкого газа с поперечным сдвигом. Электронный журнал «Техническая акустика», – Режим доступа. – URL: <http://www.ejta.org>, 2004, 5.
3. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. Изд. 5-е. – М.: Наука, 1978. – 736 с.
4. Роуч П. Вычислительная гидродинамика. – М.: Мир, 1980. – 616 с.
5. Воронков С.С. Об источнике шума в пограничном слое вязкого теплопроводного газа. Научный журнал «Noise Theory and Practice», – Режим доступа. – URL: <http://www.noisep.com/ru/issues/>, Том 3 №2 (II, 2017). С. 44-50.

Исследование эффективности шумозащитных элементов капота

Дроздова Л.Ф.¹, Кудяев А.В.^{2*}, Матвеев П.В.³

¹ Профессор кафедры «Экология и безопасность жизнедеятельности»

² Доцент кафедры «Экология и безопасность жизнедеятельности»

³ Преподаватель кафедры «Экология и безопасность жизнедеятельности»

^{1, 2, 3} БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург,
ул. 1-я Красноармейская, д. 1

Аннотация

Приводятся результаты исследования эффективности шумозащитных элементов, таких как: жалюзи, глушители, акустические экраны, устанавливаемые на вентиляционные проемы звукоизолирующего капота. Определялись эффективности жалюзи 3-х типов с различным количеством козырьков, несколько конструкций глушителей различной длины, три типа экранов с различной глубиной их расположения под капотом.

Ключевые слова: Эффективность, экспериментальная оценка, капот, глушитель.

Investigation of the effectiveness of noise-reducing elements of the enclosure

Drozhdova L.F.¹, Kudyaev A.V.^{2}, Matveev P.V.³*

¹ Professor of the Department 'Ecology and life safety'

² Associate Professor of the Department 'Ecology and life safety'

³ Teacher of the Department 'Ecology and life safety'

^{1, 2, 3} BSTU «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, 1 Krasnoarmeyskaya, 1

Abstract

The results of studies of the effectiveness of noise-reducing elements, such as louvers, silencers, acoustic shielding, installed on the ventilation openings of the insulating enclosure. Determined the effectiveness of louvers are 3 types with different number of peaks, several designs of silencers of different lengths, three types of shielding's with various depth of their location under the enclosure.

Keywords: *Efficiency, experimental evaluation, enclosure, muffler.*

Введение

Наибольший вклад в шум самоходных и передвижных строительных машин (без виброактивных рабочих органов) вносит двигатель внутреннего сгорания (ДВС). Для снижения шума ДВС на них устанавливаются специально сконструированные звукоизолирующие капоты (ЗИК). Капот, наряду с шумоглушением, должен обеспечить теплообмен в подкапотном пространстве. Это предполагает наличие в ЗИК конструкционных проемов для осуществления теплообмена. Любое снижение герметичности капота ухудшает его акустические свойства, поэтому проемы необходимо защищать устройствами, обеспечивающими проход воздуха в подкапотное пространство. В качестве такой защиты могут быть использованы устройства в виде: жалюзей, глушителей, акустических экранов. Для исследования эффективности таких устройств был использован звукоизолирующий капот с проемом. В качестве источника звука под капотом использовался четырехцилиндровый дизель с водяным охлаждением.

* E-mail: ksiombarg1@yandex.ru (Кудяев А.В.)

1. Исследование эффективности шумозащитных устройств капота

Жалюзи – одна из наиболее распространенных конструкций, закрывающих вентиляционный проем в капоте. Жалюзи выполняются в виде щелей прикрытых козырьком. Были испытаны жалюзи 3-х типов: с 2-мя, 4-мя и 8-ю козырьками. При этом длина козырька уменьшалась по мере увеличения их числа при неизменной площади проема. Были выбраны следующие размеры козырьков в порядке упоминания: 190 мм, 85мм, и 42,5мм. (Рис.1):

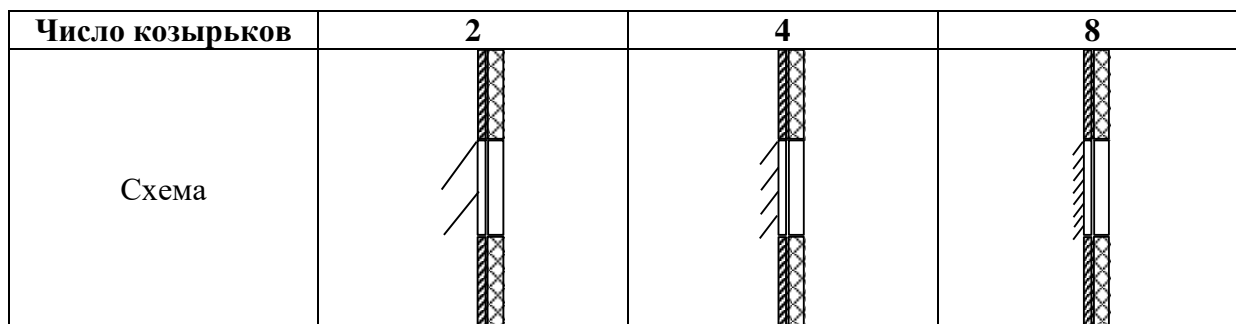


Рис 1. Жалюзи с 2-мя, 4-мя, 8-ю козырьками

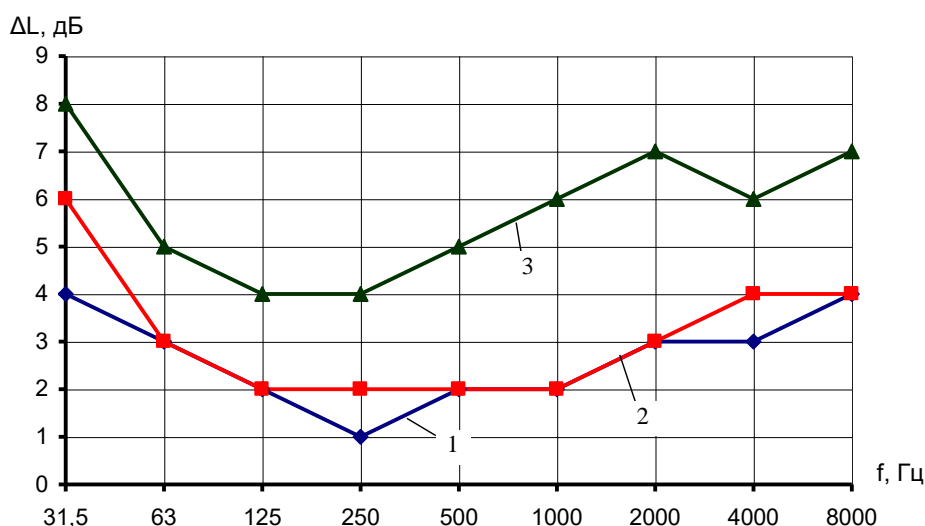


Рис. 2. Сравнительная эффективность жалюзи разного числа козырьков и размеров:
 1 – 8 козырьков, 2 – 4 козырька, 3 – 2 козырька

На рис 2 приведены полученные эффективности снижения шума жалюзи по сравнению с открытым проемом. Анализ результатов показывает, что акустическая эффективность жалюзи зависит не от их числа, а от ширины козырька. Здесь козырек играет роль акустического экрана. При длинных козырьках (даже при их числе равном двум) эффективность жалюзи может достигать по уровню звука 6 дБА (снижение уровня звукового давления (УЗД) 4-8 дБ в диапазоне частот 31,5-8000 Гц). Эффективность жалюзи с меньшей шириной козырьков не превышает 3 дБА, т.е. в 2 раза ниже (и по УЗД составляет 1-4 дБ в том же частотном диапазоне).

Были также проведены исследования по определению эффективности абсорбционных глушителей капота различного конструктивного исполнения разной длины и с разным количеством камер: однокамерные, 2-х камерные и 4-х камерные.

На Рис. 3 приведена сравнительная эффективность однокамерных глушителей различной длины (100; 200; 400 мм).

Прослеживается закономерность увеличения эффективности глушителей с увеличением их длины. Для глушителя длиной 400 мм эффективность составила 3-9 дБ во всем исследуемом диапазоне 31.5-8000 Гц.

Переход от однокамерных к 2-х и 4-х камерным глушителям заметно увеличивает их эффективность (табл.1) при сохранении ярко выраженной зависимости от длины глушителя. Действительно при увеличении числа камер эффективность глушителя возрастает на 1-3 дБА, а при увеличении длины глушителей их эффективность растет на 1-3 дБА при каждом удвоении длины.

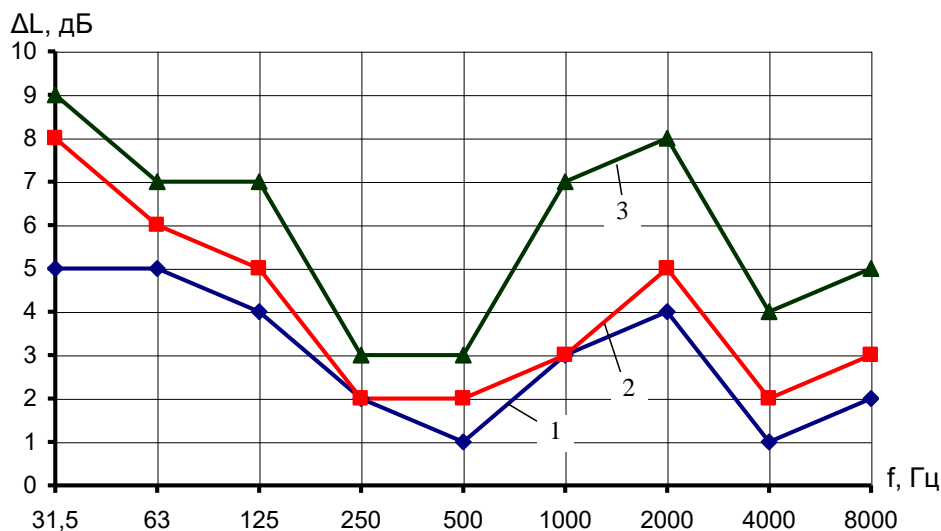


Рис. 3. Сравнительная эффективность однокамерных абсорбционных глушителей разной длины: 1 – 100 мм, 2 – 200 мм, 3 – 400 мм.

Таблица 1. Сравнительная эффективность двух- и четырех-камерных абсорбционных глушителей разной длины: 1 – 50 мм, 2 – 100 мм, 3 – 200 мм, 4 – 400 мм

Число камер глушителя	Схема глушителя	Длина глушителя	УЗД, дБ в октавных полосах частот, Гц									УЗ, дБА
			31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
2		50	6	7	4	1	1	1	2	2	3	1,5
		100	7	8	5	2	1	2	4	3	4	3
		200	10	7	7	3	2	4	7	6	5	4
		400	11	8	8	3	2	9	10	9	9	8
4		50	6	5	3	1	1	1	2	2	4	2
		100	7	9	5	3	2	2	5	5	7	3
		200	10	10	7	3	2	4	8	10	11	5
		400	11	12	8	4	3	8	14	16	16	10

Отмечается очень четко выраженный рост эффективности абсорбционных глушителей на средних и высоких частотах в диапазоне 500-8000 Гц. Для 2-х камерных глушителей повышение эффективности по уровням звукового давления составляет: 1-3 дБ (50 мм), 1-4 дБ (100 мм), 2-7 дБ (200 мм), 2-10 дБ (400 мм). Соответственно для 4-х камерного глушителя рост эффективности с увеличением длины глушителя более ярко выражен на высоких частотах (1000-8000 Гц): 1-4 дБ (50 мм), 2-7 дБ (100 мм), 4-11 дБ (200 мм), 8-16 дБ (400 мм).

Перекрытие проема при помощи акустического экрана (АЭ) или системы акустических экранов представляется наиболее удобной мерой в конструктивном отношении (установка плоского экрана не ведет к таким сложностям как установка глушителей, требующих немалого пространства для их размещения). Экраны дают возможность сочетания большого числа конструктивных вариантов.

Возможное разнообразие установки и размеров испытываемых экранов было сведено к следующим конструкциям. Были исследованы три типа экранов: частично перекрывающие проем (тип I), равные размерам проема (тип II), и экраны, размер которых превышает размер проема в 1,5 раза (тип III).

Были испытаны экраны указанных размеров при их установке под капотом на разных расстояниях: 50, 100 и 200 мм от защищаемого проема.

Было установлено, что на эффективность экрана влияет глубина его расположения. Чем ближе АЭ расположен к защищаемому проему, тем его эффективность выше. Например, для экрана, превышающего размер проема в 1,5 раза, разница в высокочастотном диапазоне при установке его на 50 и 200 мм составляет 5 дБ (рис. 4). При этом следует отметить, что при удалении от проема эффективность остается весьма ощутимой, достигая 5-7 дБА.

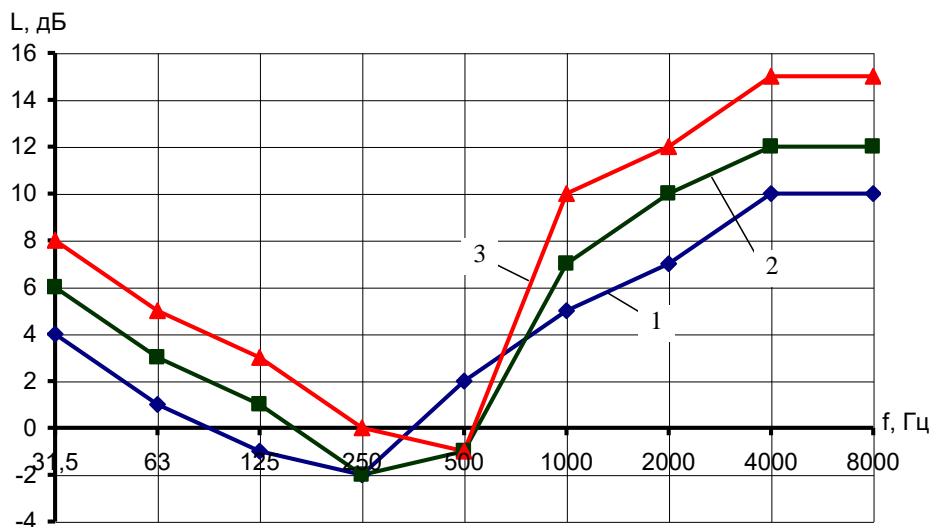


Рис. 4. Зависимость эффективности АЭ (тип III) от глубины расположения: 1 – 200 мм, 2 – 100 мм, 3 – 50 мм

В наибольшей степени на эффективность АЭ влияют его размеры (рис. 5). При минимальных размерах АЭ (тип I) его эффективность не превышает 1-2 дБ в высокочастотном диапазоне. При установке АЭ сравнимой величины с размерами проема (тип II) его эффективность возрастает дополнительно на 5-7 дБ, а при применении АЭ с большими, чем проем, размерами (тип III) эффективность увеличивается еще на 4-7 дБ в высокочастотном диапазоне и достигает 6-8 дБА.

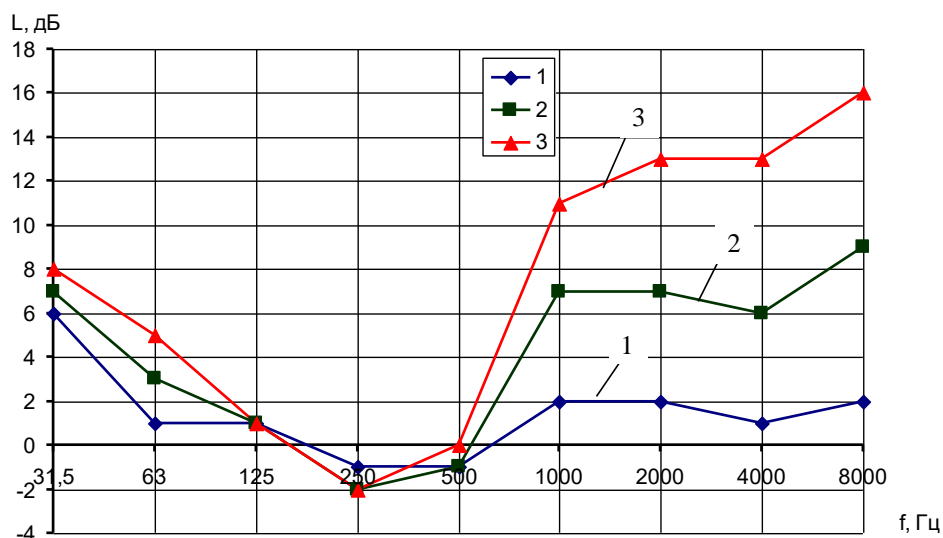


Рис. 5. Зависимость эффективности АЭ различного размера:
1 – тип I, 2 – тип II, 3 – тип III

Следует отметить, что все экраны (при разной глубине установки и разных размерах) имеют наибольшую эффективность в высоко-частотной области.

В некоторых случаях возможно расположение экранов снаружи защищаемого проема. На рис. 6 приведены результаты исследований таких внешних АЭ, расположенных на расстоянии 50 мм от проема.

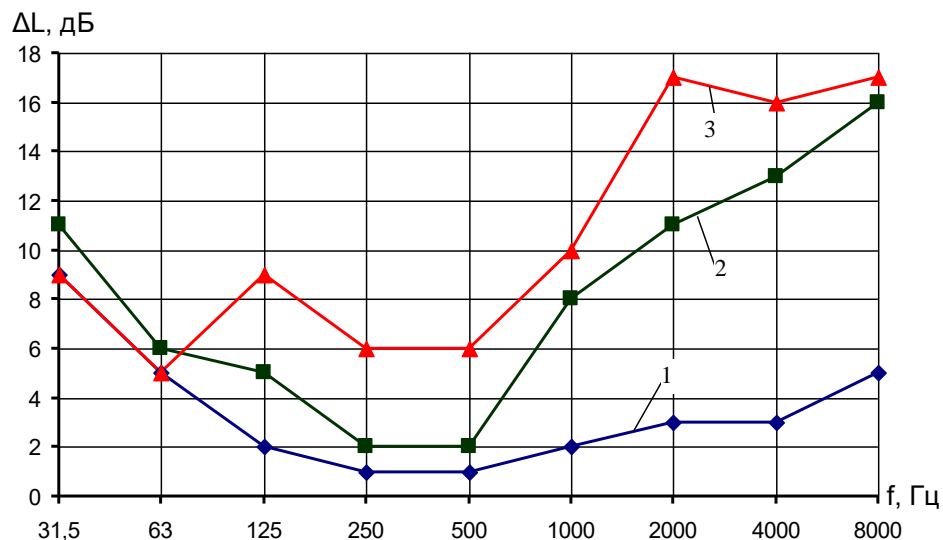


Рис. 6. Сравнительная эффективность внешних АЭ (глубина 50 мм)
различных размеров: 1 – тип I, 2 – тип II, 3 – тип III

Из анализа полученных данных (рис. 6) видно, что закономерности по конструктивным параметрам, полученные для внутренних экранов остаются такими же и для АЭ, располагаемых снаружи. Наиболее эффективным является экран III типа, перекрывающий проем и обладающий эффективностью по уровням звукового давления на 5-14 дБ выше, чем АЭ размером типа I в диапазоне частот 125-8000 Гц.

В условиях неограниченного пространства под звукоизолирующим капотом находят применение составные экраны. При этом плоские экраны располагаются друг за другом, обеспечивая 2-х или 3-х кратное частичное перекрытие проема, что увеличивает длину прохождения воздуха через защищаемую систему с улучшенной шумо-

защитой. Были исследованы составные акустические экраны, состоящие из 3-х экранов I типа. Эффективность таких составных АЭ даже малых размеров существенно выше, чем эффективность плоского экрана, в среднем по уровням звукового давления она выше на 2-5 дБ в диапазоне частот (1000-8000 Гц).

Представляет интерес произвести сравнительную оценку акустической эффективности исследуемых шумозащитных элементов звукоизолирующего капота.

В табл. 2 приведены сравнительные эффективности основных типов рассмотренных шумозащитных конструкций капота: жалюзи, глушителя, плоского акустического экрана и составного экрана рис. 7.

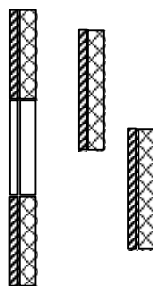


Рис. 7 Составной экран.

Таблица 2. Сравнительная эффективность шумозащитных конструкций: 1 – жалюзи (2 козырька), 2 – глушитель (абсорбционный четырехкамерный, 200 мм), 3 – экран, облицованный ЗП (типа II) глубиной 200 мм 4 – составной экран.

Тип конструкции	УЗД, дБ в октавных полосах частот, Гц									УЗ, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Жалюзи 2 козырька	8	5	4	4	5	6	7	6	7	6
Глушитель, 4 камеры, 200 мм	10	10	7	3	2	4	8	10	11	5
экран, облицованный ЗП (типа II) глубиной 200 мм	8	5	4	4	5	6	7	6	7	6
составной экран	10	10	7	3	2	4	8	10	11	5

Заключение

Анализ полученных результатов исследований показывает, что эффективность этих конструкций составляет по интегральной оценке от 4 до 9 дБА и по уровням звукового давления (от 1-5 дБ до 4-16 дБ в средне- высокочастотном диапазоне 500-8000 Гц). Как правило, эта эффективность обеспечивает вполне приемлемое снижение шума, проникающего через открытый проем капота. При выборе конструкции защиты проема капота можно руководствоваться, в первую очередь, требованиями к конструкциям капота. Все исследуемые конструкции показали приемлемую эффективность. В случае необходимости выполнения более высоких требований к снижению шума, излучаемого через проем можно использовать комбинированные и составные экраны больших размеров. Эти конструкции обеспечивают снижение шума, проникающего через открытый проем на 8-10 дБА.

Список литературы

1. Дроздова Л.Ф., Кирпичников В.Ю., Кудаев А.В. «Исследование акустической эффективности капота малого объема». Сборник трудов пятого международного экологического конгресса «ELPIT-2015». том 4, 2015, г. Самара, 12 с.
2. Дроздова Л.Ф., Шашурин А.Е., Кудаев А.В. «Снижение шума силовых установок звукоизолирующими капотами». Сборник докладов IV Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации». 26-28 марта 2013г., 7 с.

Нормативные требования к шумозащитным акустическим экранам

Рощина Н.В.¹

¹Коммерческий директор, АО «ЗАК», Ленинградская обл., Россия

Аннотация

Освещена проблема шумового «загрязнения», вызванная увеличением интенсивности движения транспортных средств на автомобильных дорогах. Описан один из методов борьбы с шумом при помощи шумозащитного экрана. Проанализирована нормативная документация в части шумозащитного экрана, действующая на территории Российской Федерации, путем сравнения различных стандартов.

Ключевые слова: шумовое загрязнение, шумозащитные акустические экраны, нормативная база.

Normative requirements for a noise barriers

Roshchina N.V.

Commercial Director, JSC "ZAK", Leningrad region, Russia

Abstract

The problem of noise "pollution" caused by the increase of intensity of movement of vehicles on the roads. Described one of the methods of struggle against noise by using a noise barrier. Analyzed regulatory documents in the part of a noise barrier, acting on the territory of the Russian Federation, by comparing the various standards.

Key words: *noise pollution, a noise barriers, the regulatory base.*

Введение

Шумовое «загрязнение» оказывает сильное негативное воздействие на многие живые организмы и, конечно, на организм человека, которое вызывает повышенную утомляемость, снижает умственную активность и производительность труда. Жители мегаполисов и небольших городов не понаслышке знают о существовании данной проблемы.

На сегодняшний день существует множество мероприятий по нормированию уровня звукового давления на селитебной территории.

Отдельное внимание среди источников шума (железнодорожный, водный и воздушный транспорт, промышленные и энергетические предприятия, строительные площадки) следует уделить автомобильным дорогам. Рост интенсивности движения транспортных средств на автомобильных дорогах за последние годы способствует распространению шумового «загрязнения».

Для защиты пространства от шума чаще применяются акустические экраны, поскольку они обладают техническими, эксплуатационными и эстетическими качествами. Шумозащитные экраны выполняют множество функций помимо прямого предназначения – защиты от шума. Установленные вдоль дорог они выполняют функцию барьера. С одной стороны, экраны перегораживают выход на проезжую часть людям и животным, что способствует предотвращению чрезвычайных аварийных

*E-mail:roschina@zac-spb.ru

ситуаций, а с другой – защищают придорожную территорию от распространения загрязняющих компонентов, идущих от дороги.

1. Анализ нормативной документации в части акустических экранов

В РФ накоплена более чем 20-ти летняя история установки шумозащитных экранов вдоль автомобильных дорог. Однако, в немалом числе случаев, они не снижают уровень шума до нормативных показателей. Это происходит по причине несоблюдения нормативных требований, а точнее отсутствия «рабочей» нормативной базы.

При проектировании акустических экранов следует руководствоваться межгосударственными стандартами, устанавливающими технические требования к акустическим экранам и методы контроля технических требований (ГОСТ 32957-2014 «Дороги автомобильные общего пользования. Экраны акустические. Технические требования», ГОСТ 32958-2014 «Дороги автомобильные общего пользования. Экраны акустические. Методы контроля») и национальными (государственными) стандартами. Требования нормативных документов РФ представлены в разработанных документах: СТО АВТОДОР 2.09.2014 «Рекомендации по проектированию, строительству и эксплуатации акустических экранов на автомобильных дорогах Государственной компании АВТОДОР»; отраслевой дорожно-методический документ ОДМ 218.2.013-2011 «Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам»; «Методические рекомендации по оценке необходимого снижения звука у населенных пунктов и определению требуемой акустической эффективности экранов с учетом звукопоглощения, Минтранс России N ОС-362-р от 21.04.2003 г.

Существующие межгосударственные стандарты ГОСТ 32957-2014 и ГОСТ 32958-2014 не регулируют вопросы применения акустических экранов на селитебной территории.

Мероприятия по шумозащите населённых пунктов, расположенных вблизи транспортных магистралей, прописаны в отраслевом дорожно-методическом документе ОДМ 218.2.013-2011, введенным РОСАВТОДОРОМ с 26.12.12 г. Однако, данный документ носит рекомендательный характер, что позволяет при проектировании экранов не всегда следовать требованиям, которые там отражены.

Несколько требований межгосударственных стандартов отличаются от требований, указанных в национальных документах, в частности введены:

- жесткие требования к пожарной безопасности акустических экранов;
- требования к подтверждению свойств акустического экрана.

Наиболее жесткие требования к акустическим экранам установлены с точки зрения пожарной безопасности. Согласно п.4.4. ГОСТа акустические экраны классифицируются по огнестойкости материалов на трудносгораемые и несгораемые.

Данная терминология не соответствует нормативным документам РФ. В соответствии с ГОСТ 30244-94 «Материалы строительные» твердые материалы делятся на негорючие и горючие, горючие в свою очередь подразделяются на слабогорючие (Г1), умеренногорючие (Г2), нормальногорючие (Г3), сильногорючие (Г4).

П. 6.12 «Материалы акустических экранов должны быть несгораемыми и иметь несгораемый класс огнестойкости, за исключением материалов прозрачных панелей, которые могут быть трудносгораемым».

Исходя из этого пункта акустический экран должен быть изготовлен из негорючих или слабогорючих материалов. Данное требование ГОСТ делает невозможным применение светопрозрачных полимерных материалов в конструкции акустического экрана, таких как полиметилметакрилат (ПММА), поликарбонат и др.,

так как полимерные материалы являются сильногорючими. Однако прочие характеристики данных материалов оправдывают их использование многими производителями. Альтернативным материалом для прозрачных экранов – является закаленное стекло толщиной не менее 14 мм, которое в свою очередь сильно удорожает экран.

Требования к экранам определены в СНиП 23-03-2003 (выпущен взамен СНиП II-12-77). Данный СНиП требует проведения акустического расчета уровня звукового давления от транспортных потоков на объекты потенциальной защиты с целью выявления и не допущения сверхнормативных значений. Для достижения максимальной эффективности экрана СНиП требует устанавливать экран на минимальном расстоянии от источника шума, без разрывов; достаточной длины и высоты для гарантированного снижения уровня шума ниже нормативных значений.

Транспортные акустические экраны эксплуатируются в условиях агрессивной среды, а срок службы материала, из которого производится акустический экран, по ГОСТ должен быть не менее 7 лет (п. 6.13), в связи с этим необходимо выбирать качественные материалы. В стандарте не освещено влияние материалов, применяемых при изготовлении акустических экранов на акустическую эффективность. Нормы и правила расчета отсутствуют.

Акустические экраны не должны иметь декоративных отверстий, а также разрывов. Формулировка ГОСТ не запрещает создавать разрыв в полотне экрана, если он будет обоснован: п. 5.3.5 «Акустические экраны не должны иметь декоративных отверстий, необоснованных разрывов и т.д.».

Акустический экран имеет конечные размеры, в связи с этим следует говорить о дифракции звуковой волны через верхнее и боковые ребра. При воздействии источника шума на экран, звук отражается, поглощается, дифрагирует и проходит через экран. Соответственно мы видим, что защищаемый объект подвергается разностороннему влиянию шума. Для увеличения эффективности акустического экрана необходимо не допускать прохождение шума через щели, зазоры или разрывы, которых можно избежать при проектировании. Разрывы в полотне акустического экрана чаще всего оставляют в местах прохода деформационных швов и опор освещения на мостах и эстакадах. Такое решение пагубно сказывается на акустической эффективности конструкций. На стадии проектирования необходимо учитывать особенности местности, перепады дорожного полотна, крутые спуски и подъемы, резкие повороты. В отдельных случаях необходимо применение специальных перепадных и поворотных стоек.

Заключение

В заключение отметим, что для улучшения качества жизни необходимо снижать уровень шума, исходящий от транспортных магистралей, который не только мешает, но и пагубно сказывается на нашем здоровье.

Однако, в условиях недостатка нормативной базы на проектирование, изготовление, монтаж и эксплуатацию акустических экранов очень часто приходится сталкиваться с проблемами препятствующими эффективному применению данных конструкций.

Список литературы

1. ГОСТ 32957-2014 Дороги автомобильные общего пользования. Экраны акустические. Технические требования.

2. ГОСТ 32958-2014 Дороги автомобильные общего пользования. Экраны акустические. Методы контроля.

3. СТО АВТОДОР 2.09.2014 «Рекомендации по проектированию, строительству и эксплуатации акустических экранов на автомобильных дорогах Государственной компании АВТОДОР» [Текст]. М.: - ГК «АВТОДОР» 2014г. – 81с. https://www.russianhighways.ru/about/normative_base/govcompany_standarts/rekomendacii_po_proektirovaniyu.pdf (дата обращения:07.09.17)

4. СНиП 23.03–2003 «Защита от шума», М., 2004г., ФГУП ЦПП;

5. ОДМ «Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам» Утверждено распоряжением Минтранса России №995-р от 13.12. 2012 г. [Текст]. М.: - РОСАВТОДОР 2011г. - 160 с. <http://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293772/4293772412.pdf> (дата обращения: 07.09.17);

6. Методические рекомендации по оценке необходимого снижения звука у населенных пунктов и определению требуемой акустической эффективности экранов с учетом звукопоглощения, Минтранс России N ОС-362-р от 21.04.2003г. [Текст]. М.: - ГП «Информавтодор», 2003г. – 55с. [http://fadl.spb.ru/sites/fadl.spb.ru/files/05_metodicheskie_rekomendacii_po_ocenke_neobhodneobx_snizheniya_zvuka_u_naselennykh_punktov_i_opredeleniyu .pdf](http://fadl.spb.ru/sites/fadl.spb.ru/files/05_metodicheskie_rekomendacii_po_ocenke_neobhodneobx_snizheniya_zvuka_u_naselennykh_punktov_i_opredeleniyu.pdf) (дата обращения:07.09.17)

Experience in noise protection measures for railways constructions in Russia and Italy

Ivanov N.I.¹, Boiko I.S.^{2*}, Luzzi S.^{3*}, Carletti E.^{4*}

¹Doctor of Engineering Science, Professor, Head of Department 'Ecology and life safety'

²PhD of Engineering Science, Assistant of Department 'Ecology and life safety'

^{1,2}Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia

³Adjunct Professor at University of Florence, President and Technical Director of *Vie en.ro.se. Ingegneria*, Florence, Italy

⁴Senior researcher Institute for agricultural and earth-moving machines (IMAMOTER), Council of Italy (CNR), Ferrara, Italy

Abstract

This article describes methods to calculate and assess of the acoustic conditions during the railways construction. It gives information about sizes of the acoustic discomfort zones along construction sites for various technological units. Noise performances of construction machinery and equipment used in Russia and Italy is also given. The list and a brief description of the major noise mitigation measures used in practice in Russia and Italy are finally presented.

Key words: noise, construction, railways, noise protection.

Опыт проектирования шумозащитных мероприятий при строительстве железных дорог в России и Италии

Иванов Н.И.¹, Бойко Ю.С.^{2}, Луцци С.^{3*}, Карлетти Э.^{4*}*

¹*Д.т.н., заведующий кафедрой «Экология и безопасность жизнедеятельности», БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, ул. 1-я Красноармейская, д. 1*

²*К.т.н., ассистент кафедры «Экология и безопасность жизнедеятельности», БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, ул. 1-я Красноармейская, д. 1*

³*Адъюнкт-Профессор Университета Флоренции, Президент и Технический директор *Vie en.ro.se. Ingegneria*, Флоренция, Италия*

⁴*Старший научный сотрудник, Институт сельскохозяйственных и землеройных машин (IMAMOTER), Совета Италии (CNR), Феррара, Италия*

Аннотация

В статье описаны методы расчета и прогнозирования акустической обстановки при строительстве железных дорог, представлены сведения о размерах зон акустического дискомфорта вдоль строительных площадок для различных технологических звеньев. Приведены шумовые характеристики строительных машин и оборудования, применяемых в России и Италии. Представлен перечень и дано краткое описание основных шумозащитных мероприятий, практикуемых в России и Италии.

Ключевые слова: шум, строительство, железные дороги, шумозащитные мероприятия.

Introduction

Railway is a source of increased physical impact on the environment and adjacent residential areas, not only during its operation, but also at construction stage. Thus, development of noise mitigation measures during railway construction works is a necessary condition of maintaining favorable acoustic environment and compliance with sanitary norms.

*E-mail: iulia.boiko@gmail.com (Boiko I.S.), sergio.luzzi@unifi.it (Luzzi S.), e.carletti@imamoter.cnr.it (Carletti E.)

Given the specific character of railway construction, associated with the multistage technology and object length, the development of noise mitigation measures must be fulfilled individually for each site and confirmed by acoustic calculations separately for each technological unit.

1. Analysis of railway construction technological schemes and noise emissions by construction machinery

The first task necessary to assess the influence of railway construction on the environment is the identification of the most noisy technological units according to the construction organizational schemes. A railway construction includes two major work packages: the subgrade construction and the track bed construction. The subgrade construction is executed by successive parts of work and includes:

a) the strengthening of the subgrade foundation with the use of pile-driving rigs, drilling rigs, truck cranes, drop-side trucks, etc.;

b) the subgrade construction itself: foundation soil replacement, filling draining soil and a protective layer deposition, ground levelling and compaction, slopes layout, preparation of subgrade for track bed laying). These above works require the use of excavators, dozers and dozers with rippers, dumpers, rollers on pneumatic tires, vibration rollers, flusher trucks, graders, slope trimming machines, etc.

The track bed may be constructed with or without ballast bed layer. The noisiest construction machines used in construction of a ballast bed in various technological units are: track cranes, railway cranes, sleeper tamping machines, shunting locomotives, compressors, electric ballasting machines, lining-tamping-straightening machines, hopper-batchers, track welding machines, rail welding trains, etc.

The noisiest machines used in construction of ballastless track in different technological units are: concrete pavers, motormixers, autoconcrete pumps, truck cranes, slab laying machines, drop-side trucks, asphalt spreaders, motor tar sprayers, dumpers, rollers, road milling cutters, rail laying machines, track welding machine, rail welding trains, etc.

Information about noise performance of the machinery involved in subgrade and track bed construction was collected (see Table 1) and analyzed for evaluating the acoustic environment on the areas adjacent to the construction sites. The main noise sources during construction works are engines, hydraulic systems and working bodies of the construction machinery.

Table 1 – Construction machinery noise performance

No.	Type of construction machinery	Russian measurements [1-8]		Italian measurements [13]		
		Equivalent sound level, dBA	Maximum sound level, dBA	Mean measured sound power level (dBA)	Dimension of the machine sample	Mean Sound pressure level (r = 7.5 m)
1	Excavator (bucket capacity 1.25 m ³)	71	76	97,6	665	72,1
		r ₀ = 7,5 M [1]				
2	Bulldozer	76	82	105,3	69	79,8
		r ₀ = 7,5 M [1]				
3	Bulldozer with ripper	76	82	105,3	69	79,8
		r ₀ = 7,5 M [1]				
4	Motor grader	74	76	103,6	9	78,1
		r ₀ = 7,5 M [2]				
5	Slope trimming	82	85	-	-	-

No.	Type of construction machinery	Russian measurements [1-8]		Italian measurements [13]		
		Equivalent sound level, dBA	Maximum sound level, dBA	Mean measured sound power level (dBA)	Dimension of the machine sample	Mean Sound pressure level (r = 7.5 m)
	machine	r ₀ = 7,5 m [2]				
6	Pneumatic roller (11 t)	65	70	-	-	-
		r ₀ = 7,5 m [1]				
7	Vibration roller	70	75	104,3	764	78,8
		r ₀ = 7,5 m [1]				
8	Asphalt spreader	77	78	-	-	-
		r ₀ = 7,5 m [2]				
9	Compressor (capacity 5 m ³ /min)	80	82	93,8	615	68,3
		r ₀ = 1,0 m [1]				
10	Motor tar sprayer (7500 l)	72	78	-	-	-
		r ₀ = 7,5 m [3]				
11	Road milling cutter	64,3	74,5	108,4	31	82,8
		r ₀ =30 m [4]				
12	Conveying and spraying machines for concrete	-		101,4	117	75,9
13	Rail laying machine	63	78	-	-	-
		r ₀ =25 [1, 5]				
		69	72			
		r ₀ =7,5 [1, 5]				
		total level				
		65,2	78			
r ₀ =25						
14	Track welding machine	63	78	-	-	-
		r ₀ =25 [5, 2]				
		73	74			
		r ₀ =7,5 [5, 2]				
		total level				
		67,2	78			
r ₀ =25						
15	Rail welding train	63	78	-	-	-
		r ₀ =25 [5, 2]				
		73	74			
		r ₀ =7,5 [5, 2]				
		total level				
		67,2	78			
r ₀ =25						
16	Electric ballasting machine	63	78	-	-	-
		r ₀ =25 [5]				
17	Lining-tamping-straightening machine	63	78	-	-	-
		r ₀ =25 [5, 1]				

No.	Type of construction machinery	Russian measurements [1-8]		Italian measurements [13]		
		Equivalent sound level, dBA	Maximum sound level, dBA	Mean measured sound power level (dBA)	Dimension of the machine sample	Mean Sound pressure level (r = 7.5 m)
		62	68			
		r ₀ =7,5 [5, 1]				
		total level				
		63,5	78			
		r ₀ =25				
18	Track crane	74	78	102,2	210	76,7
		r ₀ = 7,5 m [6]				
19	Railway crane	74	78	-	-	-
		r ₀ = 7,5 m [6]				
20	Pile driving rig (Piling equipment)	87	91	128,1	15	102,6
		r ₀ = 7,5 m [2]				
21	Drilling rig	66	68	107,7	202	82,2
		r ₀ = 30 m [7]				
22	Drop-side truck (weight carrying capacity 15 t)	74	77	-	-	-
		r ₀ = 7,5 m [8]				
23	Truck mixer	76	78	104,8	96	79,3
		r ₀ = 7,5 m [2]				
24	Dump truck (Dumper)	63	68	105,2	295	79,7
		r ₀ = 7,5 m [1]				
25	Concrete paver (Paver-finiscers)	77	78	104,9	79	79,4
		r ₀ = 7,5 m [2]				
26	Sleeper tamping machine	77	80	-	-	-
		r ₀ = 7,5 m [2]				
27	Shunting locomotives	63	78	-	-	-
		r ₀ = 25 m [5]				
28	High pressure flushers vehicles (Flusher truck)	72	78	98	17	72,5
		r ₀ = 7,5 m [3]				
29	Slab laying machines	77	78	-	-	-
		r ₀ = 7,5 m [2]				
30	Hopper-batcher	69	72	-	-	-
		r ₀ = 7,5 m [1, 5]				
		63	78			
		r ₀ = 25 m [1, 5]				
		total level				
		65	78			
		r ₀ = 25 m				

The construction of extended objects is done by divisions.

To evaluate noise during railway construction, it is proposed to allocate plots of lands having an extension of about 3 km, where all construction machinery and equipment involved in the works in different technological units alternately execute the work.

2. Calculation method for determination of the acoustic discomfort zone

2.1. Calculation of the maximum sound level

In Russia the determination of the sound levels in reference points is performed in accordance with Construction rules and regulations (SNIp) 23-03-2003 ‘Noise Protection’ [10], SP 51.13330-2011 ‘Noise protection. Updated edition of SNIp 23-03-2003’ [11].

Sound pressure level at a distance r from a line source of intermittent noise is defined according to the commonly known formula:

$$L = L_A - 15 \lg \frac{r}{r_0} - \frac{\beta_a \cdot r}{1000} + 10 \lg n, \text{ dBA} \quad (1)$$

where L_A is the sound pressure level from the passage of a single piece of equipment, dBA (according to the reference data, measurement protocols of noise level from working equipment at construction site - Table 1), dBA;

r - is the distance from the noise source to the calculation point, m;

β_a - is the sound attenuation in the atmosphere, dB/km (accepted parameter value for a frequency of 1000 Hz in the calculations of sound levels is 6 dB);

r_0 - is the reference distance from the noise source to the noise measurement point, m;

n - is the number of noise sources operating simultaneously within the estimated time, pieces.

To determine the sound level from a point source of intermittent noise the parameter $15 \lg \frac{r}{r_0}$ in formula (1) is replaced by $20 \lg \frac{r}{r_0}$.

Total sound pressure level in the calculation point from all noise sources is determined by the energy summation of the i -th noise source sound pressure levels calculated according to formula (1).

The sound level in the room is determined by the sound insulation of the standard window fill and is assumed to be 15 dBA ($\Delta L_{\text{window}}=10$ dB according to Table 31 of the SNIp II-12-77 [9] and formula 17 of the SNIp 23-03-2003 [10]).

Additionally, green zones $\Delta L_{A \text{ green}}$ are considered when determining the sound levels in calculation points taking into account their reduction with distance, which is important when railways go through the green areas. According to [9], the sound level reduction by dense strips of greenery with the width of over 100 m is equal to 8 dB.

2.2. Calculation of the equivalent sound pressure level

The equivalent sound pressure level of the intermittent noise source is determined by the commonly known formula according to SNIp 23-03-2003 [10], SP 51.13330-2011[11]:

$$L_{\text{экв}} = 10 \times \lg \left(\frac{1}{T} \times \sum \tau_j 10^{0,1 \times L_j} \right) \quad (2)$$

where: $L_{\text{экв}}$ is the equivalent sound level, dBA;

T is the total time of noise exposure, $T=960$ min (for day time period – 16 hours);

τ_j is the exposure time during the considered period, min;

L_j is the exposure level over the time T , dBA.

The calculation of equivalent sound levels in reference points, taking into account attenuation of sound on the ground, is carried out according to the formulas similar to the formulas to determine the maximum sound levels presented in section 2.1.

2.3. Determination of the acoustic discomfort zone

The acoustic discomfort zone is determined separately for maximum and equivalent sound levels based on the noise performance of equipment and machinery (Table 1), their operation time and mode, the number of construction and road machinery units working concurrently on the division or construction site and sanitary standards effective on the territory of the state.

In Russia the permissible noise levels are regulated by the Sanitary norms' SN 2.2.4/2.1.8.562-96 'Noise at workplaces, in residential and public buildings and residential areas'[12]. Thus, on the territories adjacent to houses equivalent sound levels shall not exceed 55 dBA, maximum sound level is 70 dBA in the daytime (from 7.00 to 23.00), in the night time (from 23.00 to 7.00) they are 45 and 60 dB respectively [Table 3, 12]. In the living rooms of the apartments the equivalent and maximum sound levels should not exceed 40 and 55 dBA respectively in the daytime and 30 and 45 dB in the night time.

For calculations according to the formulas presented in sections 2.1-2.2 with the initial noise performance of the machinery described in Table. 1, in subgrade construction depending on the technological unit, the sanitary break area for residential areas varies from 50 to 95 m, subject to a 'discharged' mode, when building machines with high noise performance do not work at the same time. For the equivalent sound level area of the sanitary gap will be 115-250 m for different technological units.

In case of the ballastless track bed construction with the same conditions, the sanitary gap zone in regards to the maximum sound level is 50 to 110 m, and in case of the ballast track bed construction it is from 50 to 125 m. In regards to the equivalent sound level, the sanitary gap zone is determined in the range of 220-250 m.

The sanitary gap zone in regards to the maximum sound level can be reduced by introducing an equivalent machinery operation schedule by limiting continuous operation time and its proportional allocation throughout the working day. Thus, for most technological units in the subgrade and track bed construction, the zone of acoustic discomfort in regards to the equivalent sound level will be about 250 m. It should be noted that the size of the sanitary zone of the gap determines the distance at which regulatory sound levels are achieved for areas immediately adjacent to residential buildings. In case if not residential buildings are regulated, but objects with stricter requirements in terms of the sanitary norms (e.g. hospitals, health resorts, recreation areas, children's camps, etc.) the sanitary gap zone can reach 730 m (to ensure standards of 45 dBA) and more. Of course, in this case, in conditions of constrained residential development, it is required to develop quality and highly effective noise mitigation measures.

It is also necessary to take into consideration that all the above mentioned sizes of the sanitary gap zones are determined for the daytime, provided that construction operations at night are prohibited (from 23.00 to 7.00). At the same time, a number of operations on the construction site are carried out around the clock. For example, any construction site and construction camp require round-the-clock electricity supply for lighting of construction sites, security, etc. In case of absence of technical possibility of connection to regular networks, mobile diesel-generator sets operating around the clock are installed. Assessment of their noise impact depending on their power and quantity should be made not only for the daytime, but for the night time as well. The results of calculations of the sanitary gap zone from the diesel-generator power station at night should also be considered when determining the final sanitary gap zone from the construction site in general.

Moreover, individual calculations for each area should also account for background noise levels in specific areas.

After determining the size of the sanitary gap zone and the list of regulated objects, it is necessary to define the required reduction of the equivalent and maximum sound levels in

calculation points based on condition that total noise levels exceed maximum permissible levels.

3. Noise mitigation measures in railway construction in the Russian experience

During the construction operations on railway tracks the following measures can be applied as noise mitigation measures depending on the desired reduction:

- Installation of mobile noise barriers (performed during the construction site preparation);
- Installation of soundproof glazing (performed during the construction site preparation);
- Using construction equipment with minimum noise performance;
- Performing construction operations producing a high level of noise only in the period from 9.00 to 18.00, when most residents are at their workplaces;
- Banning work at night (from 23.00 till 7.00), at weekends and on holidays;
- Acoustically justified arrangement of machinery on a construction site at the largest possible distance from the residential buildings and maximum use of natural barriers, dispersal of construction equipment;
- Using diesel generator sets of sound insulating bonneted design;
- Performing construction work according to the schedule of the construction equipment operation;
- Preventive maintenance of the machinery;
- Improving the quality of access and internal roads;
- Speed limit for construction equipment and vehicles at the construction site;
- Limiting the time of construction equipment operation;
- Parking of construction equipment only with the shutdown engine.

4. Noise mitigation measures in railway maintenance in the Italian experience

In this paragraph some methods and procedures for noise control of railways maintenance sites are shown, with particular regard to the Guidelines drafted by RFI [14], the Italian National Railways Company in 2007, providing to acousticians and administration an assessment tool that can be flexibly applied to most of the acoustic scenarios representing the ordinary and extraordinary maintenance of the railway lines.

In the drawing of the Guidelines [14] that involved RFI and Vie en.ro.se. Ingegneria, a procedure was defined to evaluate the contribution of environmental noise produced by maintenance activities of railway lines in a simple and rapid way. Using this method, it is easy to determine the level of overrun of established limits and the maximum allowed time of annoying activities.

The onsite activities for the maintenance of railway lines determine an acoustic impact of particular complexity in all areas including residential and sensitive (school, hospitals) buildings. They are carried out mainly in the night time period and are characterized by the use of particularly noisy equipment and machineries.

The Guidelines have been conceived for assisting maintenance companies and their acoustic consultants in the assessment of the acoustic impact of their activities and for the preparation and management of related authorization requests as provided by Italian Framework law on noise pollution [15] and other specific decrees for Railway Noise. Scenarios has been considered as point sources moving along the railway line and, consequently, models of rail noise propagation from construction area to annoyed receivers have been derived by the ISO 9613-2 algorithms [16].

In synthesis the proposed methodology addresses systematically the theme of noise produced by railway maintenance sites: starting from a series of emission scenarios, analyzed separately, including the most important site activities, it comes to the definition of produced and propagated noise values adaptable to the most diverse input scenarios and therefore usable in a wide variety of application contexts.

The procedure is articulated in four steps:

- 1) **Sources:** acoustic characterization of the machinery and emission scenarios;
- 2) **Models in free field:** modeling of single sources and emission scenarios in free field;
- 3) **Models in Standard scenarios:** adaptation to input scenarios;
- 4) **Documentation:** preparation of documents for authorizations, derogations, protocols.

Initially, 10 standard emission scenarios, representing 10 possible types of machining carried out in railway maintenance sites, and the sources that are part of it, are considered. In the method each source can be considered either individually or as part of a system characterized by precise specifications in terms of usage and contemporaneity of the working noisy elements that are part of it.

Data on the quantitative and qualitative characteristics of acoustic emissions are collected or measured for each machine subject to study, using as far as possible, existing databases. The sound power values to be associated with each source and each type of scenario are determined and source emission data sheets (single or complex machinery scenarios) are defined, reporting free field emission sonograms, time-of-use and contemporaneity defined as standard. Of course, in applying the datasheets data it is necessary to verify the consistency of the real timing compared with the standard timings. If such compatibility is not verified, corrective factors can be applied according to an adaptation algorithm that is attached to the Guidelines [14].

So it is possible to determine the impact in facade of all the receivers building present in the scenario. Where limits are not respected, the authorization request must be made in derogation of such limits.

However, a number of possible mitigation measures should be foreseen and attached to the description in the technical documentation attached to the request.

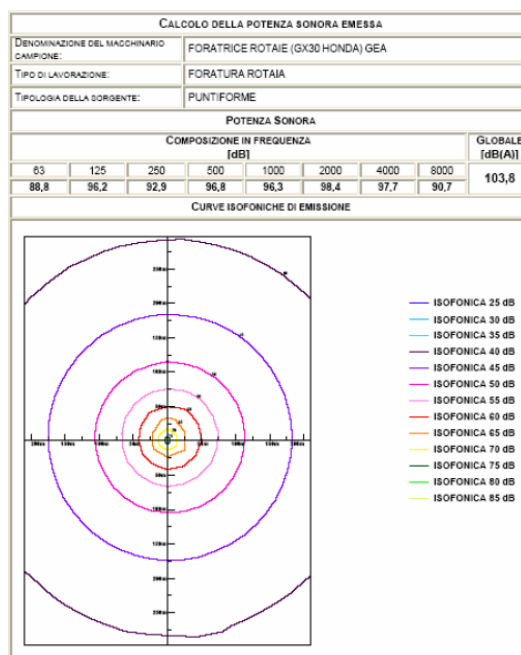


Fig. 1. Track railing drill sound power datasheet and map of equal sound pressure curves calculated in free field conditions

In a special attachment to the Guidelines [14] the main mitigation works that can be included in the noise propagation scenarios are described, they can act to reduce the emission level at the source or to interrupt the propagation paths towards the receptors. Interventions like mobile barriers, are estimated considering versatility of installation, resistance to weather, possibility of washing, and especially adaptability to multiple and complex source configurations. The interposition along the main propagation paths of these shielding barriers will ensure at the moment of the source activity the general reduction of noise from the site.

In addition to the technical measures, indications for behavioral, organizational and procedural measures related to the acoustic optimization of the site's chronogram and the optimization of the most impacting or relatively significant single contributions in complex scenarios.

Through the modeling of the yard and the surrounding areas with an appropriate simulation software, adapting the standard propagation method [16] with the characteristic elements of the maintenance activities, the real in-field scenarios are reproduced. The need to report the full assessment for the whole day or whole night reference time periods makes necessary to consider not only the emissions of every single noisy device in absolute terms but also how and how long the use of each machine in the succession of machining will last. It is therefore necessary to accurately define the timing of the various operations for each different work phase, in a specific acoustic chronogram of the works.



Fig. 2. Railroad switch demolition and rebuilding activity in a real in-field scenario

In Table 2 an example of a chronogram referred to the maintenance activity is shown.

Table 2 – Chronogram of railroad switch demolition and rebuilding activity in a real scenario

Machinery model	Emission Coding	Number of machinery	WORKING HOURS				Usage factor in the noisiest half hour (%)
			1	2	3	4	
Loader	SC - M05	2/1					50
Drilling	SC - M10	2					5
Wicker	SC - M12	2					5
Manual wrench	SC - M13	1					5
Generator set	SC - M19	2					100
Rail cutter	SC - M21	2					5
Mechanical machine	SC - M22 A	1					80
Heating machine	SC - M22 B	1					20
Binda	SC - M23	4					100
Crawler excavators	SC - M25	1					100

Finally, it is possible to generate sound maps relating to noise introduced into the environment from each activity, represented by its standard emission scenario, on the in-field real scenario in the considered reference time period, considering the different noise sources. As for all other complex sources there is no universal scheme for effective noise control and each type of machine requires its own approach to noise reduction [17], but the proposed method consider and optimize the efficiency of yard measures like barriers, starting from the

emission noise maps of the complex scenarios associated at repetitive maintenance activities. These maps allow the user (railway company or its sub contractor responsible of maintenance) to locate a system of 3d acoustic curves in the territory around the construction site which can be used to define a safety offset range, based on noise limits that cannot be exceeded. Therefore, through this simple and reliable procedure it is possible to determine the quantity and quality of the noise levels, higher than the limits, to which impacted receptors are subjected and, consequently, to provide the site with appropriate mitigations and/or to define the request of a derogation to the competent local administration, based on noise limits that are appropriated for both the noise produced, by the specific works in their specific working times respectively, and the respect of the rights (in terms of health and quiet) of citizens living around [18]. An example of this map is shown in Fig. 3.

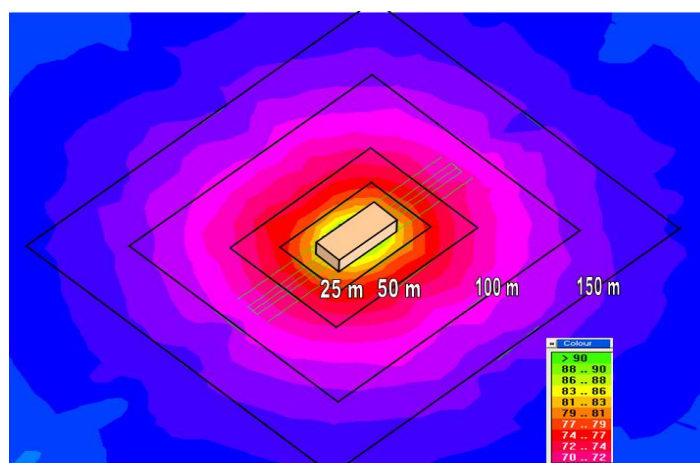


Fig. 3. Map of railroad switch demolition and rebuilding activity

The map is referred to a height of 5-meter-over ground plan and to the repetitive activity of railroad switch demolition and rebuilding: it can be seen that a range of bands spaced at different distance intervals (25, 50, 100 and 150 m) are shown on the map, representing the variations in sound pressure when the distance changes.

Conclusions

Construction sites can be considered as critical areas referring to the noise pollution; they indeed can be very close to urban environments and involve many noisy sources. The intensive development of these transport infrastructures worldwide makes extremely important to assure acoustic safety to the population living in the adjacent areas. Construction machinery and activities, according to noise performances given in the article, obtained in Russia and Italy in particular, are sources of high sound levels requiring the implementation of effective noise mitigation measures both technical and organizational, such as installation of noise barriers, soundproof glazing, limitation of machinery operation time, division and dispersal of the noisy processes. However, there are no common approaches to regulate the noise impact generated by railways construction sites. Therefore, the implementation of the noise mitigation measures specified at the 'project' stage is often neglected and very high noise levels and annoyance are often observed in the adjacent residential areas, resulting in an increasing number of complaints received by the city administrations. To solve these problems it is recommended to develop universal methods and algorithms to face the problem and define the mitigation actions that are needed to assure safe conditions and the respect of the given noise limits. In this perspective the cooperation among specialists from different countries, particularly from Russia and Italy, where some common input for possible joint research have been already drafted, seems very promising.

References

1. Noise survey form No. 1423 of 07.09.2010 (Federal State Healthcare Institution 'Center of hygiene and epidemiology in St. Petersburg', St. Petersburg)
2. Noise survey form No. 01-sh of 14.07.2006 (LLC 'Research and development center 'Ecology', Saint-Petersburg)
3. Noise survey form for the noise on the construction site from the operating equipment No. 9 of 09.04.2009 (LLC 'Institute of applied ecology and hygiene', Saint-Petersburg)
4. Noise survey form No. 57/2005 of 03.05.2005 (JSC 'Design and technology Institute', Saint-Petersburg)
5. National State Standard GOST R 50951-96 'External noise from mainline and shunting locomotives. Regulations and methods of measurement'
6. Noise survey form for the noise on the construction site from the operating equipment No. 133/6 of 05.09.2006 (LLC 'Eco Test', Saint-Petersburg)
7. Noise survey form No. 123-2/2006 of 28.04.2006 (JSC 'Design and Technology Institute', Saint-Petersburg)
8. Noise survey form No. 147-sh of 04.10.2011 (LLC 'Institute of acoustic designs', Saint-Petersburg)
9. Construction rules and regulations (SNiP) 2-12-77 'Construction rules and regulations. Noise mitigation'
10. SNiP 23-03-2003 'Noise mitigation'
11. SP 51.13330-2011 'Noise mitigation. Updated edition of SNiP 23-03-2003'
12. SN 2.2.4/2.1.8.562-96 'Noise at workplaces, in residential and public buildings and residential areas'
13. M. Dittrich, E. Carletti, G. Spellerberg, Dittrich, M. (TNO), Spellerberg, G. (TÜV Nord), Carletti, E., Pedrielli, F. (IMAMOTER), 'ODELIA - Study on the suitability of the current scope and limit values of Directive 2000/14/EC relating to the noise emission in the environment by equipment for use outdoors', Final report. Delft, 2016, <http://ec.europa.eu/DocsRoom/documents/18281/attachments/1/translations/en/renditions/native>
14. A. Pezzati, M. Lincesso, S. Luzzi, B. Chirici, "Le linee guida di RFI - Impatto acustico dei cantieri ferroviari per trazione elettrica e lavori di armamento", Ingegneria Ferroviaria n.5/08, May 2008, in Italian
15. Legge 447 del 26/10/1995 "Framework Law on noise pollution", Ministry of the Environment http://www.minambiente.it/sites/default/files/legge_26_10_95_447.pdf, in Italian
16. ISO Standard 9613-2 Acoustics -- Attenuation of sound during propagation outdoors - Part 2: General method of calculation, 1996
17. N. Ivanov, N. Tyurina, Construction machines: noise control problem and novel approach to low-noise construction machines, Proceedings of 34° AIA National Congress, 2007.
18. S. Luzzi, L. Barbieri, R. Bellomini, 'Methods and procedures for noise control in railway construction and maintenance sites', Proceedings of 35° AIA National Congress, 2008., in Italian