

ISSN 2412-8627

Vol. 4 No. 4

12+

Noise

Theory and Practice

Scientific Journal



IV
2018

Acoustic Design Institute

Редакционная коллегия

Главный редактор

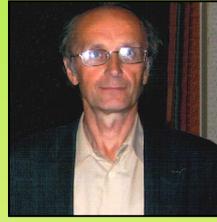
Иванов Николай Игоревич



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

Заместитель главного редактора

Курцев Геннадий Михайлович



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

Члены редакционной коллегии

Дроздова Людмила Филипповна



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

Заплетников Игорь Николаевич



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

Элеонора Карлетти



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

Серджио Луцци



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

Тюрин Александр Павлович



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

Васильев Андрей Витальевич



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

Тупов Владимир Борисович



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

Цукерников Илья Евсеевич



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

Шашурин Александр Евгеньевич



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

Тюрина Наталья Васильевна



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

Рассопенко Юлия Сергеевна



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

Noise Theory and Practice

Научный журнал

Том 4 №4

Учредитель

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

Содержание

Сетевой Научный Журнал 'Noise Theory and Practice'

выпускается с 2015 г.

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

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

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

Фактический адрес редакции

Россия, г. Санкт-Петербург,
ул. Промышленная, д.19, лит. Р,
оф. 444

+7 (812) 500-08-26

www.noisetp.com

e-mail: noise.science@gmail.com

Ответственный секретарь

Рассошенко Ю.С.

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

Свидетельство

ЭЛ № ФС 77-74057

Montano W.A.

АНГЛ

Низкочастотный шум и инфразвук: новый метод определения конкретного звука из общего звука. Достоверный статистический алгоритм для использования в правовой оценке шума
стр. 5-14

Arda M., Aydogdu M.

АНГЛ

Торсионная вибрация двойной системы УНТ, встроенной в упругую среду
стр. 15-27

Осетров А.В., Мышинский Э.Л.

РУС

Особенности учета анизотропии при распространении неоднородных мод поверхностных акустических волн
стр. 28-34

Дроздова Л.Ф., Кудаев А.В., Куклин Д.А., Чеботарева Е.Ю.

РУС

Анализ методов определения и нормирования шумовых характеристик компрессорного оборудования
стр. 35-41

Editor-in-chief

Nickolay Ivanov



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

Deputy Editor-in-Chief

Gennadiy Kurzev



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

Members of the Editorial Board

Lyudmila Drozdova



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

Igor Zapletnikov



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

Eleonora Carletti



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

Sergio Luzzi



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

Alexander Tyurin



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

Andrey Vasilyev



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

Vladimir Tupov



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

Ilya Tsukernikov



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

Aleksandr Shashurin



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

Natalya Tyurina



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

Iuliia Rassoshenko



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

Noise Theory and Practice

Scientific Journal

The founder

Vol. 4 No. 4

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

The Online Scientific Journal 'Noise Theory and Practice'

has been published since 2015.
The founder of the journal
is Nikolay Igorevich Ivanov,
Doctor of Engineering Sciences,
Professor, Head of 'Environmental
studies and health and safety'
department of the Baltic State
Technical University 'VOENMEH'
named after D. F. Ustinov, the
founder of the transport acoustics
in Russia.

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

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

Location address of the Editorial office

19 building 'R' Promyshlennaya str.,
office 444

+7 (812) 500-08-26

www.noisetp.com

e-mail: noise.science@gmail.com

Executive Secretary

Rassoshenko Iuliia

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

The certificate of registration

ЭЛ № ФС 77-74057

Contents

Montano W.A.

ENG

Low frequency noise and infrasound: A new method
to determine the specific sound from the total sound;
a plausible statistical algorithm for use in Legal
Noise Assessment
p. 5-14

Arda M., Aydogdu M.

ENG

Torsional vibration of double CNT system embedded
in an elastic medium
p. 15-27

Osetrov A.V., Myshinsky E.L.

RUS

Anisotropy accounting for inhomogeneous modes of
surface acoustic waves
p. 28-34

Drozdova L.F., Kudaev A.V.

RUS

Kuklin D.A., Chebotareva E.Y.

Analysis methods for the identification and regulation
of compressor equipment noise
p. 35-41

УДК 534.6.08, 004.42

OECD 01.03.AA, 01.02.EV, 01.01.PO

Low frequency noise and infrasound: A new method to determine the *specific sound* from the *total sound*; a plausible statistical algorithm for use in Legal Noise Assessment

Montano W.A.

Director, ARQUICUST Acoustic in situ Measurement Laboratory, Lima, Peru

Abstract

All impacts of noise are presented within a complex acoustic environment, sometimes from a single source (e.g., a sole piece of equipment or an industrial site) or from multiple sources. It is well known that any sound measurement - whether indoors or out - is registered by SLM and usually identified as the *total sound*. The issue here is that there is not always a simple way to distinguish a *specific sound* from the *total sound*, and it is impossible to conduct an *fft* analysis and "eliminate" its spectrum in the signal recorded at the receiver position. In this work, the author proposes a new method of employing statistical tools. Applying this concept of eliminating unwanted sound levels (low frequencies from traffic noise or infrasound of the environment) will be the technique used to evaluate noise under ISO 1996 standards, the accepted procedure for legal evaluations.

Key words: low frequency noise, infrasound, guidelines, noise disturbance, acoustical statistics.

Низкочастотный шум и инфразвук: новый метод определения конкретного звука из общего звука. Достоверный статистический алгоритм для использования в правовой оценке шума

Montano W.A.

Директор, ARQUICUST Акустическая Лаборатория по натурным измерениям, Лима, Перу

Аннотация

Все воздействия шума представлены в сложной акустической среде, иногда от одного источника (отдельная часть оборудования, промышленная площадка) или от нескольких источников. Хорошо известно, что любое измерение звука – будь то внутри помещения или снаружи – регистрируется шумомером и обычно определяется как общий звук. Проблема здесь в том, что не всегда есть простой способ отличить конкретный звук от общего звука, и невозможно провести анализ БПФ и "исключить" его спектр в сигнале, записанном в расположении приемника. В данной работе предлагается новый метод использования статистических инструментов. Применение данной концепции устранения нежелательных уровней шума (низкие частоты от шума дорожного движения или инфразвука окружающей среды) будет являться методом, используемым для оценки шума в соответствии с концепциями ISO 1996 года, который является достоверной процедурой для правовых оценок.

Ключевые слова: низкочастотный шум, инфразвук, методическое руководство, раздражающее воздействие шума, акустическая статистика.

Introduction

One of the most important challenges in the field of environmental acoustics, specifically in sound measurement, is determining the lowest possible uncertainty in the sound level which comes from a specific source of noise, taking into account most often the

*E-mail: wmontano@arquicust.com

receiver is not in an acoustic environment with a single source. That means that it is immersed in a complex environment with many noise-emitting sources.

Over time, many methods have been proposed to "isolate" the specific source of noise to be analyzed, some having complex solutions such as filtering the noise of interest in the frequency spectrum; however, this leads to an energy loss of the resulting signal. The other methods suggest higher order statistical algorithms.

In this article the author proposes a simple comprehension algorithm – it was developed in 2011- which consists of expanding the concept of anomalous events, statistically known as "outliers," to eliminate sound levels exceeding a certain percentile sound level, using the time-history noise vector in order to obtain a new vector containing only the sound values within the sound level that specifically interest us. In summary, we mean to obtain the level of the *specific sound* from the *total sound*.

1. Analysis of the environmental-noise measurements according to ISO 1996

In the versions previous to 2016 of the ISO 1996 standards, only the *total sound* and *specific sound* were defined, and procedures were not directly recommended which took into account into account how the *specific sound* could be distinguished from the *total sound*

For years, acousticians have pondered how to eliminate unwanted sound, which is the sound which doesn't belong to the noise source of interest. Some of the most common practices have been:

- a. To turn on/off sound sources, though this is impossible to do on industrial sites or with machines under mandatory continuous employment (e.g., power stations, pump/compressor stations, etc.).
- b. To conduct measurement on holidays, taking advantage of low levels of urban noise and suspended traffic density.

Now, the last actualization of the two parts of ISO 1996 Standard was established by a group of informative instructions, one of which has been resolved by this article's authors previously [1]: "*Record the time history of the noise to be measured and use statistical or other methods to exclude unwanted sound*" [2; p. 41].

2. Some background of statistical tools

Here, some statistical definitions (ones useful for the problem that the author wants to solve) are explained to understand the development of the proposed algorithm.

2.1. Log-normal distribution

It is a common mistake to consider that the sound level has a statistical "normal distribution;" in reality, however, its distribution is of the logarithmic type [3] expressed in decibels. This is easy to understand because the equivalent continuous sound pressure level (ECSPL) is never equal to the means one. Then, statistically speaking, expressing the standard distribution of an environmental noise measurement as a *log-normal distribution* is the correct term. There is a slight difference between the two means, but delving into that is not the object of this article. The author wants to clarify that a measurement of environmental noise has a statistical distribution of the "log-normal" type [4].

2.2. Outliers removal

The simplest procedure, statistically speaking, to eliminate anomalous events is to remove the outliers and to not consider those sound events which do not belong to the sound

that is of specific interest. There are a number of methods and algorithms to remove the outliers [5]: for this particular procedure, generating and separating a vector with the *specific sound* noise from the vector containing the *total sound* data will be considered a threshold value from which all the noise levels that exceed it (considered “outliers”). This threshold will be defined by a percentile value. Other authors (in the field of physics or other sciences) use the same procedure [6], but instead of deeming it “outlier removal”, they often use other synonymous terms such as “spikes removal”, “removal of spurious”, etc.

2.3. Noise data smoothing

Another useful statistical tool is to “smooth” the measurement, which is a technique typically used to remove noise from signals. The resulting vector of eliminating the anomalous events (the outliers) from the vector that contains the time-history of the *total sound* will contain a “smoothed signal” (all data belonging to the *specific sound* levels).

2.4. Bootstrapping and recursive partitioning

For this specific case in which a simplified method is proposed to estimate the level of the *specific sound*, eliminating the outliers and obtaining a smoothing measurement, it is not necessary to use recursive tools or bootstrapping tools.

2.5. Time history filtering

The only filtering used is to remove (“extracting”) the outliers which exceed a threshold. There is no frequency filtering; only the signal that is above a threshold percentile value is “filtered.” Therefore, what is being filtered is the information contained in the time-history vector of the *total sound*.

3. Real noise sound level measurements

In this section, results of real measurements will be presented, with some explanations of the SLM and computational programs used.

3.1. Instrumentation

The instrumentation that one has to use in order to apply the method proposed here is very important because, in addition to the fact that the SLM has to be a high-quality analyzer, it is necessary to have a data logger capacity. The author uses CESVA® instruments (from Barcelona), the SC420® model, and this equipment records into a miniSD card the following parameters for each 125 ms: time history, $L_{A,T}$, $L_{C,T}$, $L_{Z,T}$, one-third-octave band form 10 Hz to 20 kHz, and other descriptors. It means 8 noise samples each second for each parameter.

3.1.1. Files size and quantity of data

To get an idea of the size of the spreadsheets files in the Excel® format, the next table shows the quantity of rows and columns for various measurement times.

Table 1

Quantity of raw data and size of files according to record time (ref. dB 20 μ Pa)

Item	Total interval time	Rows	Columns	Total individual noise data	File size
1	24 hours	691,200	47	32,486,400	189 Mb
2	1 hour	28,800	47	1,353,600	9,8 Mb
3	20 minutes	9,600	47	451,200	3,2 Mb

In the previous table, one can see that a 24-hour file has more than 32 million of individual noise data.

3.1.2. Conducting measurements of medium and long duration

One issue to consider in this kind of measurements is the power energy. So the author used big dry batteries, solar panels to charge it, and a DC voltage regulator to power the instruments. The following pictures show different scenarios.



Fig. 1. Pictures of medium and long term outdoor and indoor monitoring stations

3.2. Time-history vs. log-normal distribution

The sound level will be represented with dots (one dot for each ECSPL registered in sub-intervals of 125 ms, with an interval of 60 minutes long) instead of "seeing" it as a continuous line. All measurements were done on the sidewalks of the residential homes in front of a paper mill business

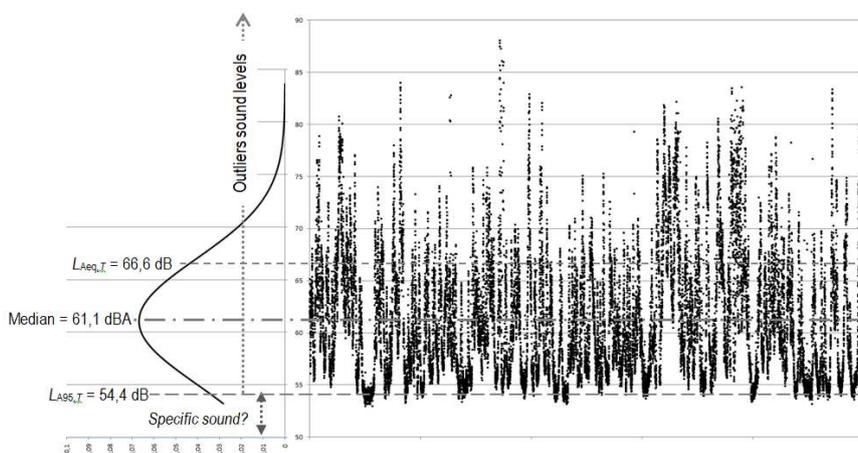


Fig. 2. Total sound time history and its log-normal distribution. Point #1

In the above figure, it can be observed that there is a small concentration of sound levels below 55 dBA, distributed throughout the 60-minute interval measurement. A similar concept can be found in other works, meaning it can be “seen” in another way [7].

3.3. Percentile sound level

The following table summarizes the noise descriptors of the measurement shown in Fig. 2 of the whole 60-minute interval measurement. For the percentile level calculation, the "percentile" function included in Excel® was used on L_{A125ms} data.

Table 2

Noise descriptors of the *total sound level* at point #1 (ref. dB 20 µPa)

$L_{Aeq,T}$	$L_{Ceq,T}$	$L_{Zeq,T}$	$L_{A01,T}$	$L_{A05,T}$	$L_{A10,T}$	$L_{A50,T}$	$L_{A90,T}$	$L_{A95,T}$	$L_{A99,T}$
66.6	77.2	78.9	78.1	72.9	69.1	59.8	54.8	54.4	53.9

In the table above, one can see that the noise levels are below 55 dBA, down from the 90th percentile value. A specific macro was written with Excel® spreadsheet to process the thousands' values in order to obtain one single value for each of these noise descriptors.

3.4. Estimating the specific sound, either $L_{A90,T}$ or $L_{A95,T}$ levels

The easy way of estimating the possible sound pressure level at these measurement points, according to some Standards or Legal references, is to assume that the $L_{A90,T}$ or $L_{A95,T}$ are the "specific sound level." The problem with this assumption is that no one can know the actual sound spectrum (or the $L_{Ceq,T}$) because it doesn't have the complete vector of the *specific sound* level information, just one single "representative" value.

Table 3

Estimating the *specific sound* level, considering only the *total sound* at point #1 (ref. dB 20 µPa)

	<i>Total sound level measured</i> $\equiv L_{Aeq,T}$	<i>Estimated #1 specific sound level</i> $\approx L_{A90,T}$	<i>Estimated #2 specific sound level</i> $\approx L_{A95,T}$
$L_{Aeq,T}$	66.6	54.8	54.4
$L_{Ceq,T}$	77.2	unknown	unknown
$L_{Zeq,T}$	78.9	unknown	unknown

4. The problem of using a single percentile level to represent $L_{Aeq,T}$

The question is, in this assumption, which of these two values should be chosen as the representative of *specific sound*? Moreover, how should one know the low frequency sound level under this assumption? It is impossible to know.

5. Algorithm to eliminate outlier sound levels

The algorithm is: using a vector containing the *total sound* level values with the time history measurement of each 125 ms ECSPL, has to make a new vector containing only the noise level which is less than a threshold value (e.g. a percentile level). This new vector will show the *specific sound* time-history values.

Considering that the noise source(s) has a steady sound level emission, the procedures included in this algorithm are:

- a. Procedure # 1: the vector has one row for each 125 ms ECSPL belonging to the spectrum of the *total sound* level, containing $L_{A,T}$, $L_{C,T}$, $L_{Z,T}$, one-third-octave band form 10 Hz to 20 kHz, and other descriptors.
- b. Procedure # 2: the interval measurement time is at least 20 minutes in length.
- c. Procedure # 3: a threshold sound level close to $L_{A90,T}$ or $L_{A95,T}$ is established in order to eliminate outliers.

- d. Procedure # 4: a new vector containing only the raw data of *specific sound* is obtained, meaning one row for each 125 ms ECSPL below the threshold percentile value, containing $L_{A,T}$, $L_{C,T}$, $L_{Z,T}$, one-third-octave band forming 10 Hz to 20 kHz, etc.
- e. Procedure # 5: the new valid vector is processed to obtain the ECSPL spectrum, $L_{Aeq,T}$ and its descriptors, all belonging to *specific sound* level.

The previous procedures were adapted from Pierce Criterion [8]. Similar outlier concepts exist [7, 9, 10, 11], but not the same as the author has used here.

The algorithm was written with Visual Basic® (Microsoft Excel®). The macro is intended to calculate automatically, total all measurements made at the same point and issue results including the uncertain value of one single *specific sound* equivalent level.

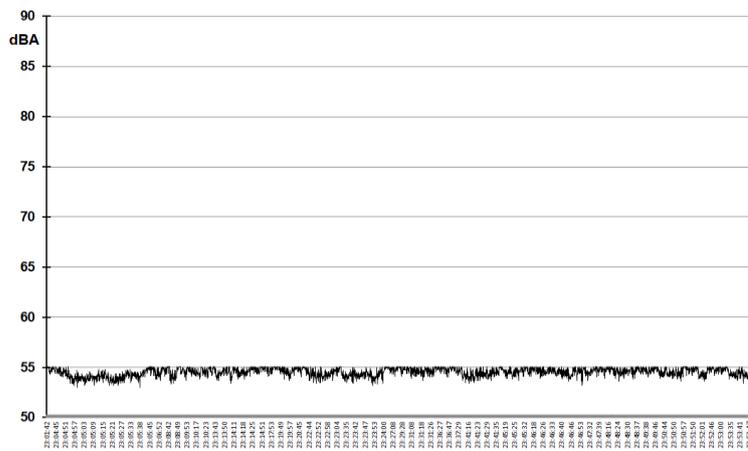


Fig. 3. Time-history of the *specific sound* smoothed signal. Point #1

In figure 3, one can see the noise levels below 55 dBA, which correlates with the *specific sound* level, after the outliers' removal above 55.1 dBA. Some similar concepts are used, though in other ways with different data [12, 13].

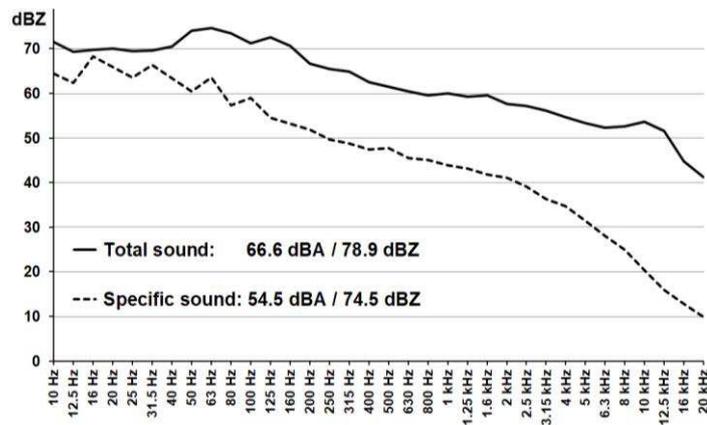


Fig. 4. Comparison of the spectrums: *Total sound* vs. *specific sound*. Point #1

The above graph shows (simultaneously) a comparison of the sound level spectrums of a *specific sound* from its corresponding *total sound*, where it can be seen how, after application of the proposed algorithm (written with Visual Basic®), the *specific sound*

spectrum is “clean” of any outliers or unwanted sound. It appears that tonal sounds in low frequency and infrasound bands were masked by turbulent atmospheric and traffic noise.

6. Statistical validation of the proposed algorithm

In order to achieve an objective analysis, some statistical tools had to be used, such as Deviation and Variance calculated with 95% accuracy (functions included in Excel®).

Table 4

Statistical analysis of *total sound* vs. *specific sound* at point #1

Classification	Deviation	Variance	Observation
$L_{Aeq,T}$ Total sound	6.104	35.153	60 minutes
$L_{Aeq,T}$ Specific sound	0.415	0.172	7.5 minutes
Difference	-5.689	-34.981	

The benefits of applying the proposed algorithm can be seen in the above table because of the Deviation reduction. Another interesting point to analyze in noise level behavior is the noise level “reduction,” due to outlier removal, as one can see in table 5, where the real noise reduction is shown in 4.4 dBZ (around to 138% less acoustic energy). The time interval of the *specific sound* file (containing the $L_{A,T}$, $L_{C,T}$, $L_{Z,T}$, one-third-octave band form 10 Hz to 20 kHz, etc.) is about 7.5 minutes, containing the smoothed measurement below the chosen threshold percentile value.

Table 5

Comparison of *total sound* vs. *specific sound* levels at point #1 (ref. dB 20 μ Pa)

Classification	$L_{Aeq,T}$	$L_{Ceq,T}$	$L_{Zeq,T}$
Total sound	66.6	77.2	78.9
Specific sound	54.5	70.1	74.5
Difference	-12.1	-7.1	-4.4

An inexperienced person, or an acoustician without proper training, would give the sound level measured by the SLM as valid, and therefore, erroneously communicate that the *total sound* is the real noise emission of the noise source under consideration. But by applying this algorithm with outlier-removal criterion, one can estimate the *specific sound* level whitening a valid statistic interval. Table 6, unlike Table 2, resumes all noise descriptors which belong to the *specific sound* vector; for the percentile level calculation, the “percentile” function included in Excel® was used on L_{A125ms} resulting data.

Table 6

Noise descriptors of *specific sound* level at point #1 (ref. dB 20 μ Pa)

$L_{Aeq,T}$	$L_{Ceq,T}$	$L_{Zeq,T}$	$L_{A01,T}$	$L_{A05,T}$	$L_{A10,T}$	$L_{A50,T}$	$L_{A90,T}$	$L_{A95,T}$	$L_{A99,T}$
54.5	70.1	74.5	55.1	55.1	55.0	54.6	53.9	53.8	53.5

7. Determining the assessment of the audibility of tones in low frequency noise

In this article, the author presented a different view of statistical procedures that can be applied in environmental noise measurements, a useful tool in understanding how to determine the *specific sound* from a *total sound* measurement only when the noise emissions are well known and there is a steady, relatively stationary behavior.

Figure 5 shows that when outliers are removed from the *total sound* vector, the real *specific sound* level in the low frequencies band shows relevance, and the prominent tones contained in the spectrum can be found with less certainty (6 dB not 2.4 dB) on 63 Hz one-third-octave band (clarifying that in Peru, the frequency of the electric power system is 60 Hz -as in the US- and because of this, the prominent tone is presented at that frequency). It is also possible to determine the presence of a small discrete tone in infrasound, as in this case where the frequency of 16 Hz is in the one-third-octave band.

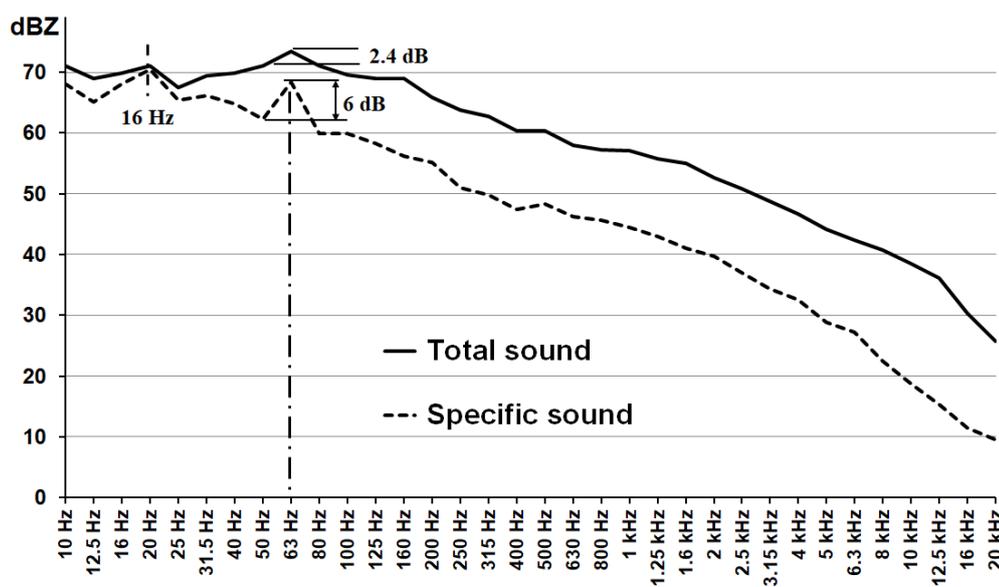


Fig. 5. Comparison of the spectrums: *Total sound* vs. *specific sound*. Point #2

According to ISO 1996-2:2017 Annex K “(...) [2], to determine the presence a discrete-frequency spectral component (tone) typically compares the time-average SPL in some one-third-octave band with the time-average sound pressure levels in the adjacent two one-third-octave bands,” it is easier to see after applying this procedure and possible to “highlight” a discreet or prominent tone in the *specific sound* vector, which is “inside” the *total sound*, and impossible to evaluate it in the case of having just a single measurement.

Conclusion

For obvious reasons of space and time, it is not possible to show the source code of the computational processes. The purpose of this article is to submit to the acoustician community that it is possible to achieve a standardized method, in the sense that a procedure that could be agreed between specialists, and have a “universal” computer program to determine the *specific sound* contained in a vector with the *total sound*. At least the Criterion transcript here could be a plausible solution to be taken into account as a support tool in legal matters, since evaluating noise disturbance either under ISO 1996 [2, 14-16] or Legal Standards, with as little uncertainty as possible, is a problem throughout the world.

The author’s purpose and intent is to transfer his heuristic knowledge in using this procedure for more than seven years in dozens of different geographical scenarios (urban, rural, mountain, tundra, industrial) in several countries and to introduce this technical discussion to acousticians from other countries with similar geographic assets. This algorithm was developed because a possible solution had to be presented to solve annoying noise

problems, such as acoustic emissions emanating from gas pipelines or compressor or pumping stations from Peruvian Natural Gas facilities to like facilities in Russia, Australia and Canada.

The authors want to acknowledge to Mary Gretchen Iorio for revising the English writing, Eng. Federico Miyara (from Argentina) for his early suggestions, and Iuliia Rassoshenko for the invitation to publish in Scientific Journal "Noise Theory and Practice".

References

1. Montano W.A. (2011) Low frequency propagation in Amazonian rainforest (in Spanish). Acoustical Regional Meeting AdAA-AUA. Uruguay.
2. ISO 1996-2:2017 Acoustics - Description, measurement and assessment of environmental noise - Part 2: Determination of sound pressure levels.
3. Heyde C.C. (1963) On a Property of the Lognormal Distribution. The Australian National University, available at: https://www.researchgate.net/publication/226473183_On_a_Property_of_the_Lognormal_Distribution
4. Paviotti M., Kephelopoulos S. (2008) Expected mean in an environmental noise measurement and its related uncertainty. Acoustics'08 Paris. Euronoise, available at: <http://webistem.com/acoustics2008/acoustics2008/cd1/data/articles/002849.pdf>
5. Ben-Gal I. (2005) Outlier detection. Department of Industrial Engineering Tel-Aviv University. Israel, available at: <http://www.eng.tau.ac.il/~bengal/outlier.pdf>
6. Priora M.K. Colin M.E.G.D. (2017) Quantifying the impact of uncertainty on sonar performance predictions. UACE2017 - 4th Underwater Acoustics Conference and Exhibition (page 229), available at: <http://www.uaconferences.org/>
7. Russo D. (2015) Outlier Detection for the Evaluation of the Measurement Uncertainty of Environmental Acoustic Noise. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, available at: <https://scholar.google.com.pk/citations?user=4SLyhD8AAAAJ&hl=zh-CN>
8. Ross S.M. (2003) Peirce's criterion for the elimination of suspect experimental data. Journal of Engineering Technology. University of New Haven, available at: <https://classes.engineering.wustl.edu/2009/fall/che473/handouts/OutlierRejection.pdf>
9. Smith M. Chiles S. (2012) Analysis techniques for wind farm sound level measurements. URS, Christchurch, New Zealand. Acoustic Australia magazine, available at: https://www.acoustics.asn.au/journal/2012/2012_40_1_Smith.pdf
10. Majjala P. (2014) A measurement-based statistical model to evaluate uncertainty in long-range noise assessments. Tampere University of Technology, available at: [https://tutcris.tut.fi/portal/en/publications/a-measurementbased-statistical-model-to-evaluate-uncertainty-in-longrange-noise-assessments\(3db2db94-5f43-4c43-b991-2350bf0c3927\)/export.html](https://tutcris.tut.fi/portal/en/publications/a-measurementbased-statistical-model-to-evaluate-uncertainty-in-longrange-noise-assessments(3db2db94-5f43-4c43-b991-2350bf0c3927)/export.html)
11. Gerges S. Dias R. Gerges R. (2016) Detection and Contribution of Outliers for Subjective Evaluation of Sound. UFSC, Brazil, available at: https://www.researchgate.net/publication/312076531_Detection_and_Contribution_of_Outliers_for_Subjective_Evaluation_of_Sound
12. Rim J. (2017) Introducing new scaled algorithms for improved outlier detection. available at: <https://www.datadoghq.com/blog/service-map/>
13. Lee H. (2015) Outlier detection in Datadog: A look at the algorithms, available at: <https://www.datadoghq.com/blog/outlier-detection-algorithms-at-datadog/>
14. ISO 1996-1:2003 Acoustics - Description, measurement and assessment of environmental noise - Part 1: Basic quantities and assessment procedures

15. ISO 1996-1:2016 Acoustics - Description, measurement and assessment of environmental noise - Part 1: Basic quantities and assessment procedures
16. ISO 1996-2:2007 Acoustics - Description, measurement and assessment of environmental noise - Part 2: Determination of environmental noise levels
17. Montano W.A. (2018) "Low frequency noise propagation in small Andean Peruvian cities". 25th ICSV Hiroshima.
18. Ruggiero A. Russo D. Sommella P. (2016) Determining environmental noise measurement uncertainty in the context of the Italian legislative framework. Elsevier magazine, available at:
<https://scholar.google.com.pk/citations?user=4SLyhD8AAAAJ&hl=zh-CN>
19. Russo D. (2016) Innovative procedure for measurement uncertainty evaluation of environmental noise accounting for sound pressure variability. Doctoral Thesis. Italy, available at: <http://elea.unisa.it/handle/10556/2574>

УДК 534-16

OECD 01.03.AA,

Torsional vibration of double CNT system embedded in an elastic mediumArda M.^{1*}, Aydogdu M.²¹PhD, Trakya University, Department of Mechanical Engineering, Edirne, Turkey² Professor, Trakya University, Department of Mechanical Engineering, Edirne, Turkey**Abstract**

The torsional vibration analysis of double carbon nanotube system (CNT system) is carried out in the present work. Carbon nanotubes are connected to each other with elastic matrix material. Eringen's Nonlocal Elasticity Theory is used in modeling of the system. The effects of nonlocal parameter and stiffness of elastic medium to the non-dimensional frequencies of the system are investigated in detail. Two frequency set are obtained for double carbon nanotube system for a given half wave number. It is also shown that some mode shapes are anti-phase and some of them are in-phase. The present results can be useful in design of nano-electromechanical systems like rotary servomotors.

Key words: torsional vibration, double carbon nanotube, nonlocal elasticity, elastic medium.

Торсионная вибрация двойной системы УНТ, встроенной в упругую средуArda M.^{1*}, Aydogdu M.²¹ К.т.н., Университет Тракия, факультет машиностроения, Эдирне, Турция² Профессор, Университет Тракия, факультет машиностроения, Эдирне, Турция**Аннотация**

В настоящей работе проведен анализ крутильных колебаний двойной углеродной нанотрубки (УНТ). Углеродные нанотрубки соединены друг с другом упругим материалом. При моделировании системы используется теория нелокальной упругости Эрингена. Подробно исследуются эффекты нелокальности и жесткости упругой среды на безразмерные частоты системы. Получены два набора частот для двойной углеродной нанотрубки для заданного полуволнового числа. Также показано, что некоторые моды являются антифазными, а некоторые из них являются синфазными. Настоящие результаты могут быть использованы при проектировании наноэлектромеханических систем, таких как вращающиеся сервомоторы.

Ключевые слова: крутильная вибрация, двойная углеродная нанотрубка, нелокальная упругость, упругая среда.

Introduction

Carbon nanotubes (CNTs), which was discovered by Iijima [1], have been a very popular material for scientists and industry. Superior physical properties of carbon nanotubes have paved the way of applications that seems impossible before [2]. Nowadays, engineers have been designing probable applications for CNTs in sensor technologies, nano-mechanical components, electromechanical systems, etc.

Two main approaches have been used in the CNT modeling: discrete and continuum models. Discrete models are based on interactions in atomic lattice structure. Molecular Dynamics Simulation and Lattice Dynamics are discrete models. Continuum models can also use in modeling of CNTs. But, the classical continuum mechanics approach is not suitable at the nano length scale due to its intrinsic length free formulation. Unlike the macroscale

*E-mail: mustafaarda@trakya.edu.tr (Arda M.)

mechanics, small scale effect and long distance interaction can not be ignored in nano-dimensional mechanics. Nonlocal Elasticity Theory, which includes size effect, was proposed by Eringen [3–5]. With this assumption, he combined discrete and continuum models into one model.

Peddission et al. [6] employed the nonlocal elasticity theory and obtained the nonlocal Euler-Bernoulli beam model, firstly. Wang and Varadan [7] studied the wave propagation characteristics of CNTs. Duan et al. [8] calibrated the small scale parameter of the nonlocal Timoshenko beam theory according to MD simulation results. Wang and Wang [9] presented the constitutive relations of nonlocal elasticity theory for Euler–Bernoulli, Timoshenko and cylindrical shells theories. Reddy [10] reformulated various beam theories, including the Euler–Bernoulli, Timoshenko, Reddy and Levinson beam theories, using the nonlocal differential constitutive relations. Aydogdu [11] proposed a generalized nonlocal beam theory for bending, buckling and free vibration of nanobeams. Gupta et al. investigated the vibration [12] and wall thickness and elastic moduli [13] of single-walled carbon nanotubes (SWCNTs).

Torsional behaviour of CNTs has taken interests of the researchers in recent years. Possible application areas of CNTs have been reported by scientist as torsional oscillator [14, 15], nano-electromechanical devices like biological rotary nano-servomotors [16–19] and torsion sensor in nano-composites [20]. Wang et al. [21] modeled torsional deformation of carbon nanotubes with using atomistic simulation. Ertekin and Chrzan [22] investigated the ideal torsional strength and stiffness of carbon nanotubes. Hall et al. [23] made an experimental measurements of SWCNT's torsional properties. Liang and Upmanyu [24] showed the relation between torsion and axial deformation in CNT. Zhang and Wang [25] investigated the torsional buckling response of double-walled carbon nanotubes (DWCNTs) with using MD simulation results. Gheshlaghi et al. [26] used the modified couple stress theory for the torsional vibration analysis of CNTs. Vercosa et al. [27] studied the torsional instability of carbon nanotubes. Murmu et al. [28] modeled a mass sensor system which consists of CNT and fullerene. Li et al. [29–31] proposed a semi-continuum model which considers the both nonlocal softening and enhancing effects. Strain gradient [32], nonlocal stress gradient [33] and molecular dynamics simulation [34] of torsional vibration of CNTs studied by researchers. Demir ve Civalek [35] investigated the size effects in the torsional and axial response of microtubules. Kiani [36] studied the longitudinal, transverse, and torsional vibrations and stabilities of axially moving SWCNTs. Molecular dynamics study of boron-nitride nanotubes was carried out by Ansari and Ajori [37]. Torsional vibration of CNTs embedded in an elastic medium [38] and viscoelastic medium [39], torsional vibration of DWCNTs [40], torsional wave propagation in MWCNTs [41] and nonlocal strain gradient analysis of torsional vibration and wave propagation of CNTs [42, 43] were carried out by Arda and Aydogdu. Torsional vibration of CNTs with axial velocity gradient effect studied by Guo et al. [44]. Fatahi-Vajari and Imam [45] used the doublet mechanics theory in torsional vibration analysis of CNTs. Zhu and Li [46] used nonlocal integral elasticity approach in longitudinal and torsional vibrations of size-dependent rods. An enhanced form of nonlocal elasticity was used in torsional vibration of nanobeams by Apuzzo et al. [47] Torsional vibration of bi-directional functionally graded nanotubes studied by Li and Hu [48].

Murmu et al. has published some papers about longitudinal [49, 50] and flexural [51, 52] vibration of double CNT systems. According to author's knowledge, torsional vibration of double carbon nanotube (DCNT) system embedded in an elastic medium has not been considered yet. The aim of this study is to investigate the torsional dynamics of the DCNT system considering nonlocality and stiffness of elastic medium. Effect of the parameters to the DCNT system's mode shapes are depicted.

1. Analysis

Let's assume a carbon nanotube with length L and diameter d . The stress resultant for the nanotube due to the shear stress is expressed as:

$$S = \int_A \tau dA \quad (1)$$

where A is the cross-section area of the CNT, and the torque relation is given as:

$$T = \int_A \tau z dA \quad (2)$$

where z is a distance from center of the circular section. The equation of motion for torsional deformation is expressed as [53]:

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

where ρ is the density, I_P is the polar moment of inertia, R_1 and R_2 is the inner and outer radius, θ is the angular displacement of CNT and T is the elastic medium torque effect. The I_P is defined as:

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

2. Double CNT System

Double carbon nanotube system is consist of two carbon nanotubes with identical chiralities and they are covered with elastic medium (Fig. 1).

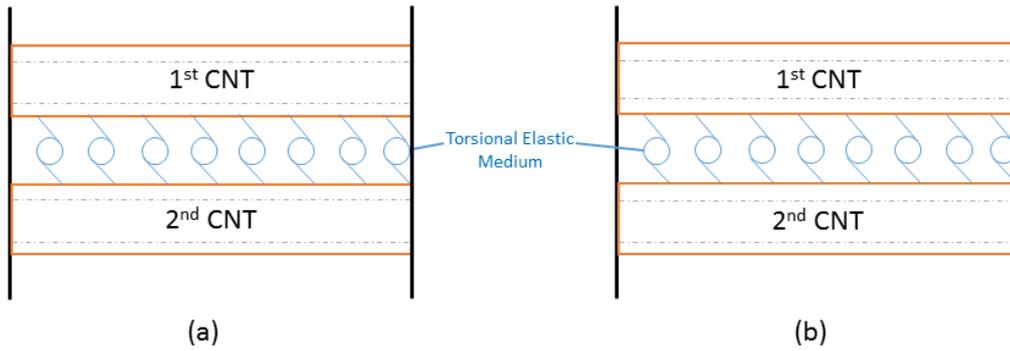


Fig. 1. Double CNT System with Elastic Medium:
(a) C-C and (b) C-F Boundary Conditions

Considering the elastic medium effect between the two tubes, the equations of motion of each tubes can be written as:

$$G_i I_{P_i} \frac{\partial^2 \theta_i}{\partial x^2} = \rho_i I_{P_i} \frac{\partial^2 \theta_i}{\partial t^2} + T_i \quad (5)$$

where subscripts i is used to define the quantities belongs to tube. θ_i is the angular displacement, I_{P_i} is the polar moment of inertia and G_i is the shear modulus of the corresponding tube. T_i is the torque that occurred by interaction due to elastic medium. Elastic medium effect on first and second CNTs are defined as below:

$$T_1 = k(\theta_1 - \theta_2) \quad (6)$$

$$T_2 = k(\theta_2 - \theta_1) \quad (7)$$

where k is the stiffness of the elastic medium which covers the CNTs.

3. Nonlocal Elasticity Theory

The nonlocal constitute relation can be given as [3, 4, 11];

$$(1 - \mu \nabla^2) \tau_{kl} = \lambda \varepsilon_{rr} \delta_{kl} + 2G \varepsilon_{kl} \quad (8)$$

where τ_{kl} is the nonlocal stress tensor, ε_{kl} is the strain tensor, λ and G are the Lamé constants, $\mu=(e_0a)^2$ is called the nonlocal parameter, a is an internal characteristic length and e_0 is a constant. Eringen [3] determined this parameter with matching the dispersion curves based on the atomic models. Wang et al [54] made estimation for the SWCNT as $e_0a \leq 2nm$. Aydogdu [55] has obtained that e_0 is material and length dependent for axial wave propagation.

For the torsional deformation of uniform CNT, Eq. (8) can be written in the one dimensional form:

$$\left(1 - \mu \frac{\partial^2}{\partial x^2}\right) \tau = G\gamma \quad (9)$$

where γ is the shear strain and τ is the shear stress of CNT. By using the Eq. (1), (2) and Eq. (9) we get the constitute relation as:

$$S - (e_0a)^2 \frac{\partial^2 S}{\partial x^2} = GA\gamma \quad (10)$$

$$T - (e_0a)^2 \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = GI_P \frac{\partial \theta}{\partial x} \quad (11)$$

If Eq. (11) is inserted into Eq. (3) one obtains:

$$GI_P \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} = \left(1 - \mu \frac{\partial^2}{\partial x^2}\right) \rho I_P \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} + \left(1 - \mu \frac{\partial^2}{\partial x^2}\right) T \quad (12)$$

Eq. (12) is the governing equation of the CNT for the torsional deformation. If we choose $\mu=0$ we get the classical elasticity equation of torsional deformation. If Eq. (6) and Eq. (7) are inserted into Eq. (12), the equations of motion for DWCNT are obtained as:

$$GI_P \frac{\partial^2 \theta_1}{\partial x^2} = \rho I_P \frac{\partial^2 \theta_1}{\partial t^2} - \mu \rho I_P \frac{\partial^4 \theta_1}{\partial x^2 \partial t^2} + k(\theta_1 - \theta_2) - \mu k \left(\frac{\partial^2 \theta_1}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 \theta_2}{\partial x^2} \right) \quad (13)$$

$$GI_P \frac{\partial^2 \theta_2}{\partial x^2} = \rho I_P \frac{\partial^2 \theta_2}{\partial t^2} - \mu \rho I_P \frac{\partial^4 \theta_2}{\partial x^2 \partial t^2} + k(\theta_2 - \theta_1) - \mu k \left(\frac{\partial^2 \theta_2}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 \theta_1}{\partial x^2} \right) \quad (14)$$

For harmonic vibration, the angular displacement θ_i can be expressed as:

$$\theta_i(x, t) = \psi_i(x) e^{i\omega t} \quad (15)$$

where ω is the angular velocity. To find simple analytical solutions for the Clamped-Clamped (C-C) and Clamped-Free (C-F) boundary conditions, $\psi(x)$ can be assumed as:

$$\psi_i(x) = A_i \sin(\beta x) \quad (16)$$

where A_i is the amplitude of the i^{th} tube. β is the characteristic parameter and can be defined as $\beta = m\pi$ for (C-C) boundary condition and $\beta = \frac{2m-1}{2}\pi$ for (C-F) boundary condition where m is the half wave number. If we insert Eq. (20) into Eq. (18) and Eq. (19) with dimensionless parameter ($\bar{x} = \frac{x}{L}$) we get the following dimensionless equations of motion:

$$\frac{\partial^2 \theta_1}{\partial \bar{x}^2} \left(1 - \frac{\mu}{L^2} \Omega^2 + \frac{\mu}{L^2} K\right) + \theta_1 (\Omega^2 - K) + \frac{\partial^2 \theta_2}{\partial \bar{x}^2} \left(-\frac{\mu}{L^2} K\right) + \theta_2 (K) = 0 \quad (17)$$

$$\frac{\partial^2 \theta_1}{\partial \bar{x}^2} \left(-\frac{\mu}{L^2} K\right) + \theta_1 (K) + \frac{\partial^2 \theta_2}{\partial \bar{x}^2} \left(1 - \frac{\mu}{L^2} \Omega^2 + \frac{\mu}{L^2} K\right) + \theta_2 (\Omega^2 - K) = 0 \quad (18)$$

where related terms are defined

$$\Omega^2 = \frac{\rho \omega^2 L^2}{G} \quad , \quad K = \frac{kL^2}{GI_P} \quad (19)$$

where Ω is the non-dimensional frequency parameter (NDFP) and K is the non-dimensional stiffness of elastic medium. Introducing Eq. (16) into Eq. (17) and Eq. (18) gives following eigen-value equation:

$$\begin{bmatrix} -\beta^2 \left(1 - \frac{\mu}{L^2} \Omega^2 + \frac{\mu}{L^2} K\right) + (\Omega^2 - K) & \beta^2 \frac{\mu}{L^2} K + K \\ \beta^2 \frac{\mu}{L^2} K + K & -\beta^2 \left(1 - \frac{\mu}{L^2} \Omega^2 + \frac{\mu}{L^2} K\right) + (\Omega^2 - K) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (20)$$

Non-dimensional frequencies for the double CNT system can be obtained from the determinant of the coefficient matrix in Eq. (20). It should be noted that for a given half wave number m , two frequencies are obtained: Ω_L is the lower order resonant frequency and Ω_H is

higher order resonant frequency. Inserting the NDFP into Eq. (20) gives the amplitude ratio of the two tubes in the following form:

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{-\beta^2 \left(1 - \frac{\mu}{L^2} \Omega^2 + \frac{\mu}{L^2} K\right) + (\Omega^2 - K)}{\beta^2 \frac{\mu}{L^2} K + K} \quad (21)$$

From the Eq. (21) it can be seen that, amplitude ratio may be positive or negative. The positive ratio means an in-phase motion in which nanotubes rotate in same direction and negative ratio means anti-phase motion in which nanotubes rotate in opposite directions. In the next section, mode shapes are shown in detail.

4. Numerical Results and Discussion

In this section, the NDFPs of torsional vibration of DCNT system are investigated for various nonlocal parameter and elastic medium stiffness parameter.

There have been many researches about physical properties of CNTs. Nanotube radius has essential role on the shear modulus (G). In the present study, it is selected from the [56]. Density (ρ) of CNTs is determined using the calculation method given in [57]. There have been different assumptions in literature about thickness of CNT. In this work, CNT thickness is accepted as 0.132 nm according to Ref. [58]. Material properties of CNTs are given in Table 1.

Table 1

Material properties for CNT

CNT	Inner Radius (R_i) (nm)	Density (ρ) (kg/m ³)	Shear Modulus (G) (TPa)
Armchair (6,6)	0.409	4961	0.425

Validation of the present nonlocal nanotube model has been carried out in previous studies [38, 40, 41]. Two different discrete model (Lattice and Molecular Dynamics) torsional frequency results have been used in order to compare the stress gradient nonlocal model. Nonlocal theory results are in good agreement with discrete model results.

5. Results

Nonlocal effect on DCNT system's non-dimensional frequencies (NDF) can be seen in Fig. (2). Nonlocality decreases the both higher and lower order frequencies with softening effect in lattice structure. Nonlocal effect is less effective in (C-F) case because of the geometric condition at the free end. Stiffness of elastic medium effect is depicted in Fig. (3). When the lower order frequency stands still, higher order frequency increases with enhancing stiffness. Elastic medium effectuates a gap between lower and higher order frequencies. Like the phonon gaps [59], higher order frequency ascends and increase the non-resonance area for DCNT system.

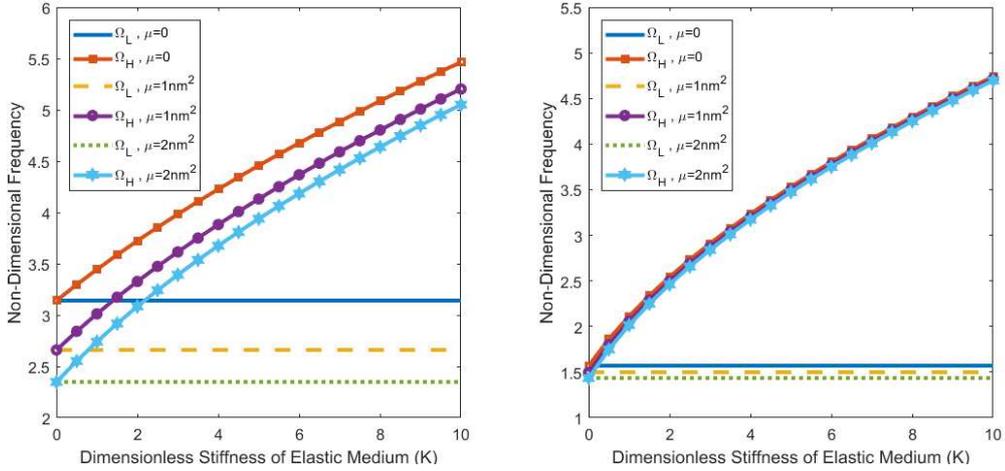


Fig. 2. Nonlocal Effect on Non-Dimensional Frequencies

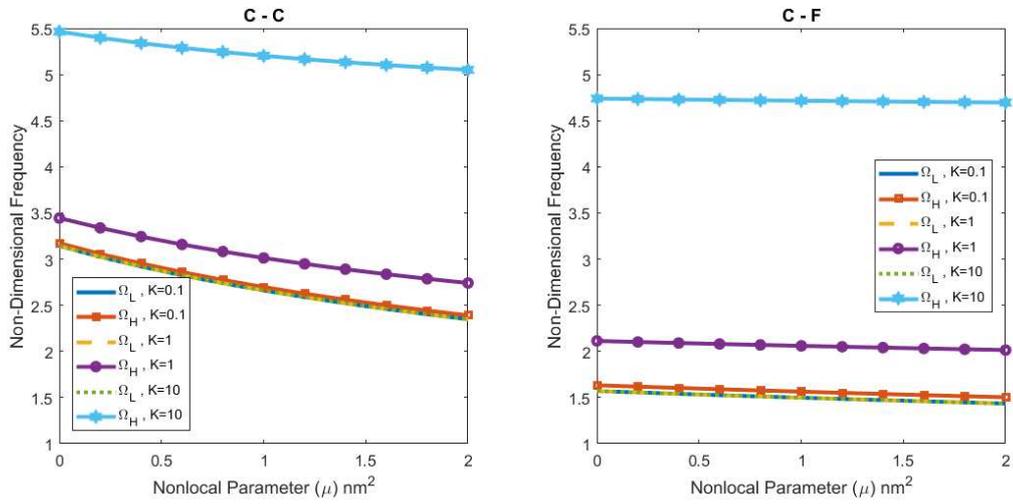


Fig. 3. Stiffness of Elastic Medium Effect Non-Dimensional Frequencies

Mode shapes for 1st mode frequencies of DCNT system is shown in Figs. (4)-(7). Both nonlocal and stiffness of elastic medium increases the amplitude of nanotubes. Stiffness has more pronounced effect on amplitude rather than nonlocality. In lower order frequency, first nanotube has negative amplitude and that means nanotubes are rotating reverse direction. This situation is called anti-phase motion. In higher order frequency, both nanotubes have positive amplitude and they are rotating same direction. This is the in-phase motion.

Amplitude ratio in Eq. (21), which depends to higher and lower order frequencies, determines whether in-phase or anti-phase motion will be occurred.

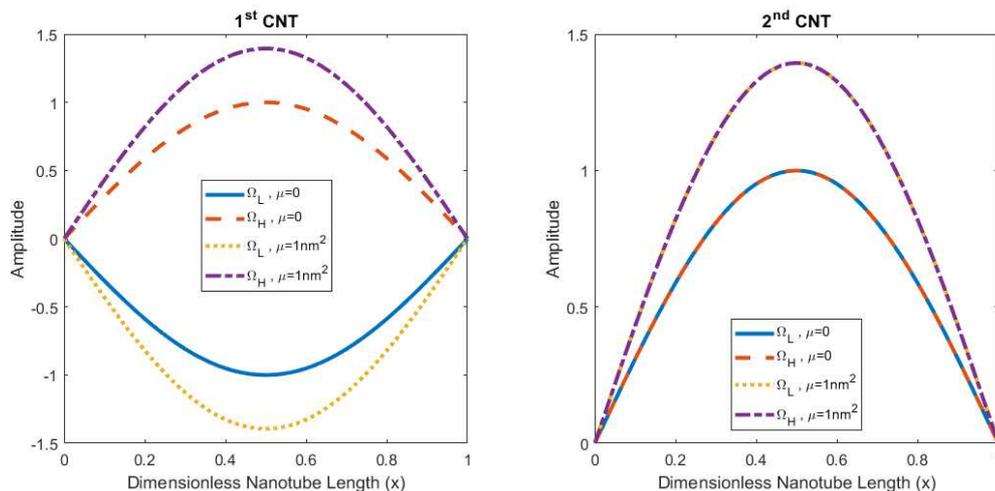


Fig. 4. Nonlocal Effect on 1st Mode Shapes of DCNT System (C-C)

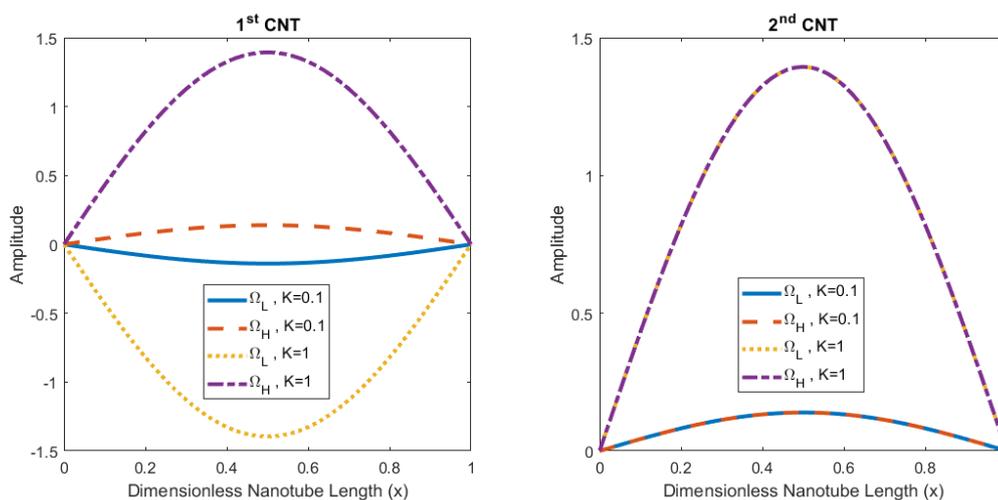


Fig. 5. Elastic Medium Effect on 1st Mode Shapes of DCNT System (C-C)

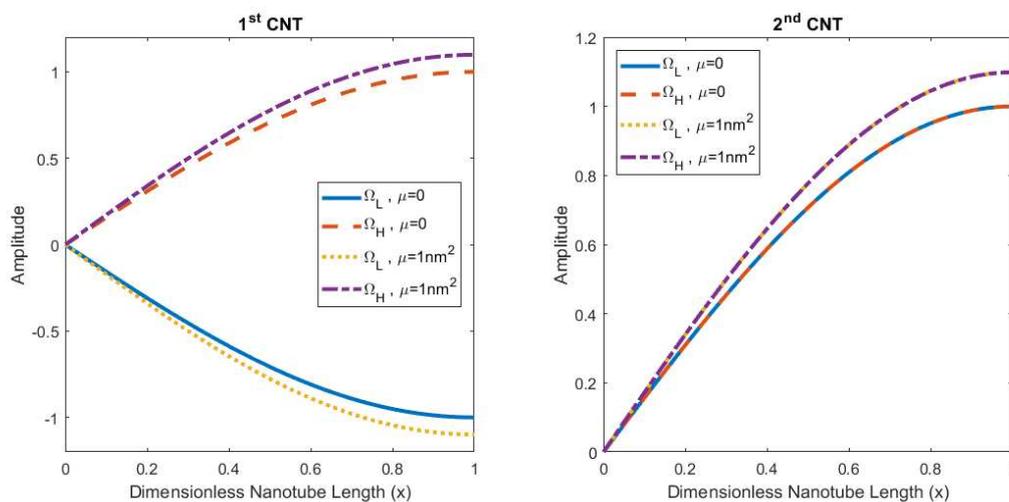


Fig. 6. Nonlocal Effect on 1st Mode Shapes of DCNT System (C-F)

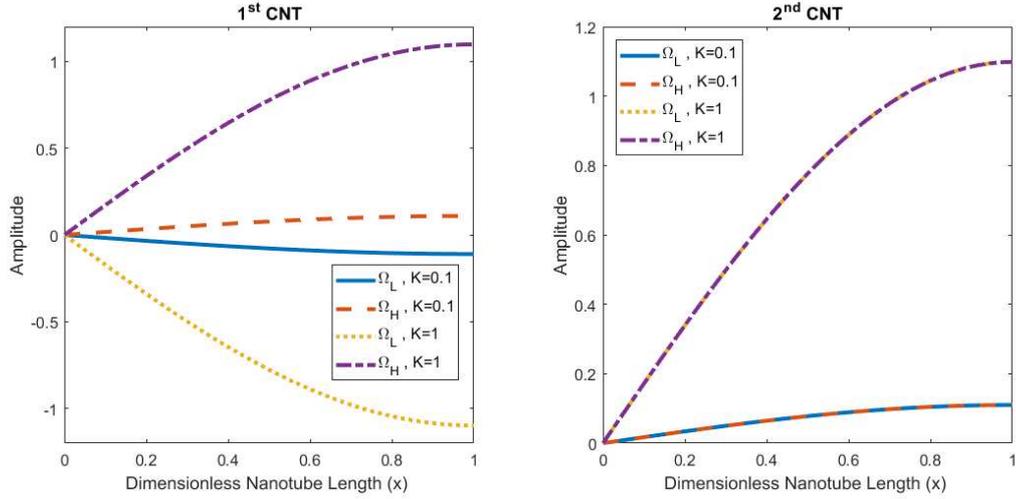


Fig. 7. Elastic Medium Effect on 1st Mode Shapes of DCNT System (C-F)

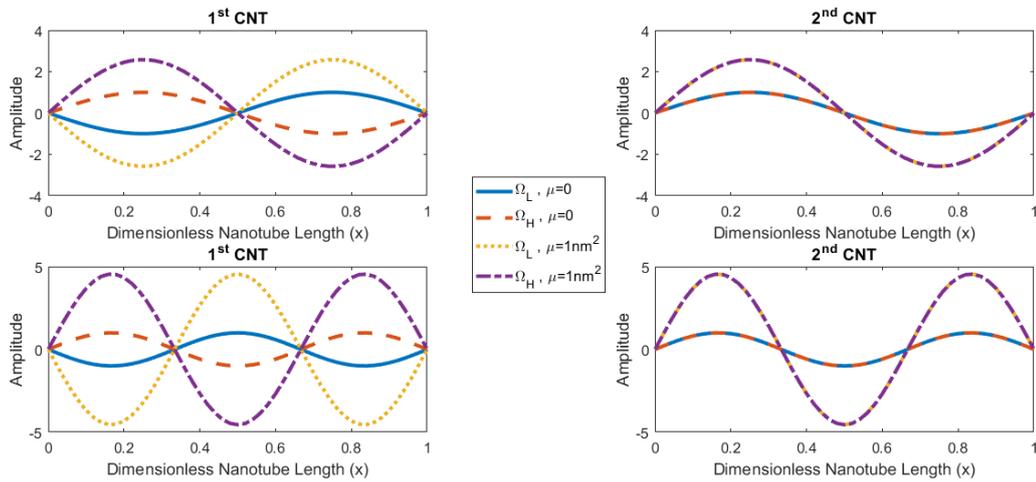


Fig. 8. Nonlocal Effect on 2nd and 3rd Mode Shapes of DCNT System (C-C)

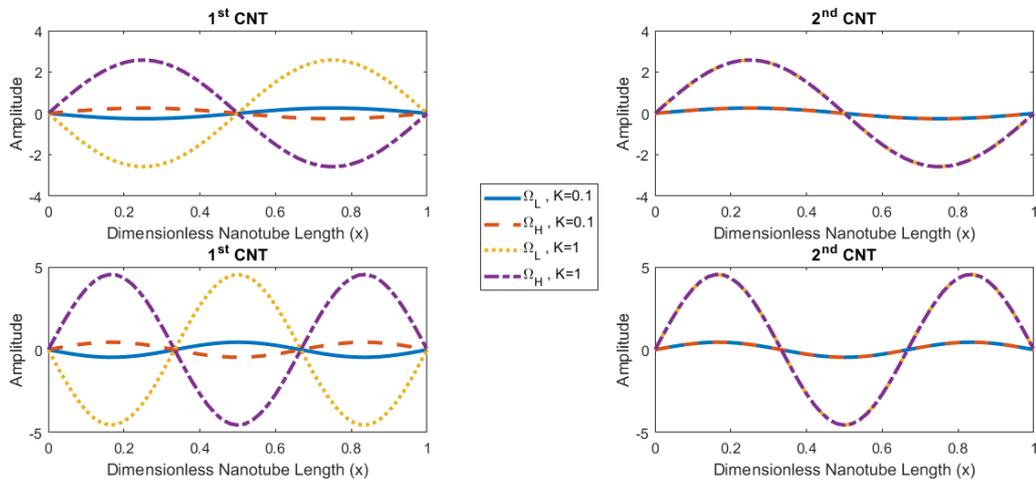


Fig. 9. Elastic Medium Effect on 2nd and 3rd Mode Shapes of DCNT System (C-C)

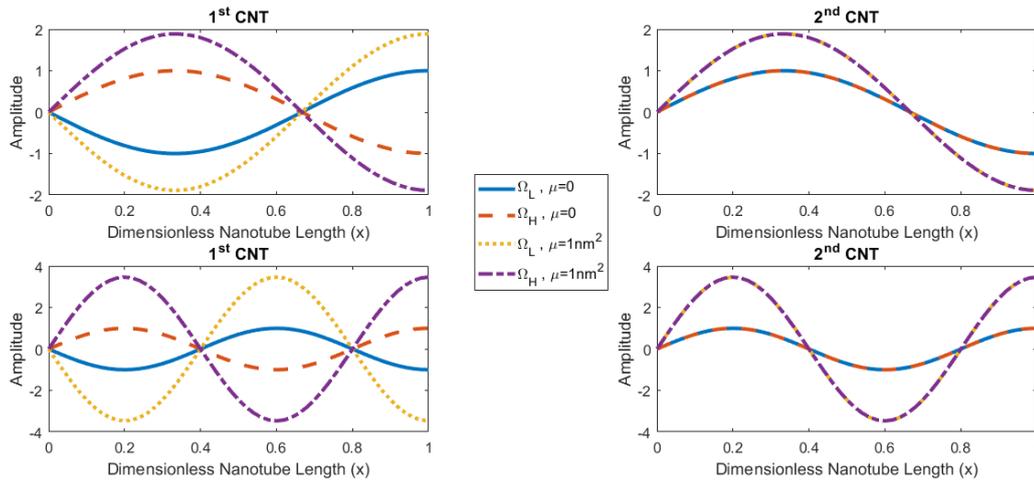


Fig. 10. Nonlocal Effect on 2nd and 3rd Mode Shapes of DCNT System (C-F)

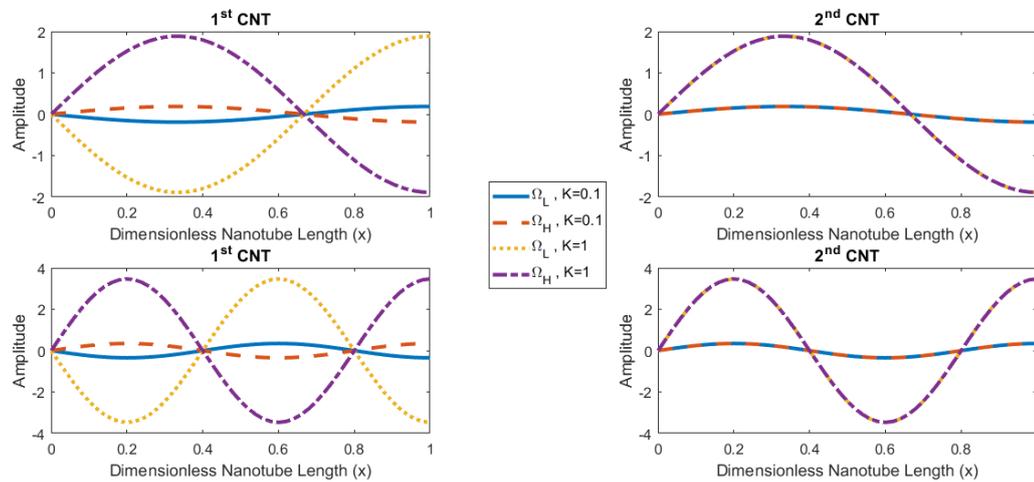


Fig. 11. Elastic Medium Effect on 2nd and 3rd Mode Shapes of DCNT System (C-F)

Conclusion

In this study, torsional vibration behavior of DCNT system is investigated. An elastic matrix is assumed between the nanotubes and it connects the nanotubes to each other. Governing equation of DCNT system is obtained with the nonlocal elasticity theory. Effects of nonlocal and stiffness of elastic medium parameters to non-dimensional frequency is studied. Following general results are obtained:

- Elastic medium creates a frequency band gap between the lower and higher order frequencies;
- Nonlocality decreases both lower and higher order frequencies with softening effect;
- Both elastic medium and nonlocality increases the amplitudes of DCNT system. Elastic medium has more pronounce effect on amplitude;
- Amplitude ratio determines the in-phase or anti-phase motion for carbon nanotubes.

References

1. Iijima S. (1991) «Helical microtubules of graphitic carbon», Nature, Vol. 354, pp. 56–58. DOI: 10.1038/354056a0

2. Feynman R.P. (1960) «There's plenty of room at the bottom: An invitation to enter a new field of physics», *Engineering and Science*, Vol. 23, pp. 22–35. DOI: 10.1007/s12045-011-0109-x
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. 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
5. Eringen A.C. (2007) *Nonlocal Continuum Field Theories*. Springer New York
6. Peddieson J., Buchanan G.R., McNitt R.P. (2003) «Application of nonlocal continuum models to nanotechnology», *International Journal of Engineering Science*, Vol. 41, pp. 305–312. DOI: 10.1016/S0020-7225(02)00210-0
7. Wang Q., Varadan V.K. (2006) «Wave characteristics of carbon nanotubes», *International Journal of Solids and Structures*, Vol. 43, pp. 254–265. DOI: 10.1016/j.ijsolstr.2005.02.047
8. 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. 024305. DOI: 10.1063/1.2423140
9. 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. 075702. DOI: 10.1088/0957-4484/18/7/075702
10. Reddy J.N.N. (2007) «Nonlocal theories for bending, buckling and vibration of beams», *International Journal of Engineering Science*, Vol. 45, pp. 288–307. DOI: 10.1016/j.ijengsci.2007.04.004
11. Aydogdu M. (2009) «A general nonlocal beam theory: Its application to nanobeam bending, buckling and vibration», *Physica E: Low-Dimensional Systems and Nanostructures*, Vol. 41, pp. 1651–1655. DOI: 10.1016/j.physe.2009.05.014
12. Gupta S.S., Batra R.C. (2008) «Continuum structures equivalent in normal mode vibrations to single-walled carbon nanotubes», *Computational Materials Science*, Vol. 43, pp. 715–723. DOI: 10.1016/j.commatsci.2008.01.032
13. Gupta S.S., Bosco F.G., Batra R.C. (2010) «Wall thickness and elastic moduli of single-walled carbon nanotubes from frequencies of axial, torsional and inextensional modes of vibration», *Computational Materials Science*, Vol. 47, pp. 1049–1059. DOI: 10.1016/j.commatsci.2009.12.007
14. Williams P.A., Papadakis S.J., Patel A.M., et al (2002) «Torsional Response and Stiffening of Individual Multiwalled Carbon Nanotubes», *Physical Review Letters*, Vol. 89, pp. 1–4. DOI: 10.1103/PhysRevLett.89.255502
15. Li C., Chou T.W. (2003) «Single-walled carbon nanotubes as ultrahigh frequency nanomechanical resonators», *Physical Review B - Condensed Matter and Materials Physics*, Vol. 68, pp. 1–3. DOI: 10.1103/PhysRevB.68.073405
16. Abdelmohsen L.K.E.A., Peng F., Tu Y., Wilson D.A. (2014) «Micro- and nanomotors for biomedical applications», *J Mater Chem B*, Vol. 2, pp. 2395–2408. DOI: 10.1039/C3TB21451F
17. Li J., Li T., Xu T., et al (2015) «Magneto-Acoustic Hybrid Nanomotor», *Nano Letters*, Vol. 15, pp. 4814–4821. DOI: 10.1021/acs.nanolett.5b01945
18. Guo P., Noji H., Yengo C.M., et al (2016) «Biological Nanomotors with a Revolution, Linear, or Rotation Motion Mechanism», *Microbiology and Molecular Biology Reviews*, Vol. 80, pp. 161–186. DOI: 10.1128/MMBR.00056-15.Address
19. Peng F., Tu Y., Wilson D.A. (2017) «Micro/nanomotors towards in vivo application: cell, tissue and biofluid», *Chem Soc Rev*, Vol. 46, pp. 5289–5310. DOI:

10.1039/C6CS00885B

20. Wu A.S., Nie X., Hudspeth M.C., et al (2012) «Carbon nanotube fibers as torsion sensors», *Applied Physics Letters*, Vol. 100, pp. 201908. DOI: 10.1063/1.4719058

21. Wang Y., Wang X.X., Ni X. (2004) «Atomistic simulation of the torsion deformation of carbon nanotubes», *Modelling and Simulation in Materials Science and Engineering*, Vol. 12, pp. 1099–1107. DOI: 10.1088/0965-0393/12/6/004

22. Ertekin E., Chrzan D.C. (2005) «Ideal torsional strengths and stiffnesses of carbon nanotubes», *Physical Review B - Condensed Matter and Materials Physics*, Vol. 72, pp. 1–5. DOI: 10.1103/PhysRevB.72.045425

23. Hall A.R., An L., Liu J., et al (2006) «Experimental measurement of single-wall carbon nanotube torsional properties», *Physical Review Letters*, Vol. 96, pp. 1–4. DOI: 10.1103/PhysRevLett.96.256102

24. Liang H., Upmanyu M. (2006) «Axial-strain-induced torsion in single-walled carbon nanotubes», *Physical Review Letters*, Vol. 96, pp. 1–4. DOI: 10.1103/PhysRevLett.96.165501

25. Zhang Y.Y., Wang C.M. (2008) «Torsional responses of double-walled carbon nanotubes via molecular dynamics simulations», *J Phys Condens Matter*. doi: 10.1088/0953-8984/20/45/455214

26. Gheshlaghi B., Hasheminejad S.M., Abbasion S. (2010) «Size dependent torsional vibration of nanotubes», *Physica E: Low-Dimensional Systems and Nanostructures*, Vol. 43, pp. 45–48. DOI: 10.1016/j.physe.2010.06.015

27. Vercosa D.G., Barros E.B., Souza Filho A.G., et al (2010) «Torsional instability of chiral carbon nanotubes», *Physical Review B - Condensed Matter and Materials Physics*, Vol. 81, pp. 1–5. DOI: 10.1103/PhysRevB.81.165430

28. Murmu T., Adhikari S., Wang C.Y.Y. (2011) «Torsional vibration of carbon nanotube–buckyball systems based on nonlocal elasticity theory», *Physica E: Low-Dimensional Systems and Nanostructures*, Vol. 43, pp. 1276–1280. DOI: 10.1016/j.physe.2011.02.017

29. Li C. (2014) «A nonlocal analytical approach for torsion of cylindrical nanostructures and the existence of higher-order stress and geometric boundaries», *Composite Structures*, Vol. 118, pp. 607–621. DOI: 10.1016/j.compstruct.2014.08.008

30. Li C. (2014) «Torsional vibration of carbon nanotubes: Comparison of two nonlocal models and a semi-continuum model», *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 82, pp. 25–31. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2014.02.023

31. Li C., Lim C.W.W., Yu J. (2011) «Twisting statics and dynamics for circular elastic nanosolids by nonlocal elasticity theory», *Acta Mechanica Solida Sinica*, Vol. 24, pp. 484–494. DOI: 10.1016/S0894-9166(11)60048-7

32. 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

33. Lim C.W.W., Li C., Yu J.L.L. (2012) «Free torsional vibration of nanotubes based on nonlocal stress theory», *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 331, pp. 2798–2808. DOI: 10.1016/j.jsv.2012.01.016

34. 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

35. Demir Ç., Civalek Ö. (2013) «Torsional and longitudinal frequency and wave response of microtubules based on the nonlocal continuum and nonlocal discrete models», *Applied Mathematical Modelling*, Vol. 37, pp. 9355–9367. DOI: 10.1016/j.apm.2013.04.050

36. Kiani K. (2013) «Longitudinal, transverse, and torsional vibrations and stabilities of axially moving single-walled carbon nanotubes», *Current Applied Physics*, Vol. 13, pp. 1651–1660. DOI: 10.1016/j.cap.2013.05.008
37. Ansari R., Ajori S. (2014) «Molecular dynamics study of the torsional vibration characteristics of boron-nitride nanotubes», *Physics Letters A*, Vol. 378, pp. 2876–2880. DOI: 10.1016/j.physleta.2014.08.006
38. 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
39. Arda M., Aydogdu M. (2015) «Analysis of Free Torsional Vibration in Carbon Nanotubes Embedded in a Viscoelastic Medium», *Advances in Science and Technology Research Journal*, Vol. 9, pp. 28–33. DOI: 10.12913/22998624/2361
40. Aydogdu M., Arda M. (2016) «Torsional vibration analysis of double walled carbon nanotubes using nonlocal elasticity», *International Journal of Mechanics and Materials in Design*, Vol. 12, pp. 71–84. DOI: 10.1007/s10999-014-9292-8
41. Arda M., Aydogdu M. (2016) «Torsional wave propagation in multiwalled carbon nanotubes using nonlocal elasticity», *Applied Physics A*, Vol. 122, pp. 219. DOI: 10.1007/s00339-016-9751-1
42. 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.*
43. Arda M., Aydogdu M. (2017) «Nonlocal Gradient Approach on Torsional Vibration of CNTs», *NOISE Theory and Practice*, Vol. 3, pp. 2–10.
44. Guo S., He Y., Liu D., et al (2016) «Torsional vibration of carbon nanotube with axial velocity and velocity gradient effect», *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 119, pp. 88–96. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2016.09.036
45. Fatahi-Vajari A., Imam A. (2016) «Torsional vibration of single-walled carbon nanotubes using doublet mechanics», *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik*, Vol. 67, pp. 81. DOI: 10.1007/s00033-016-0675-6
46. Zhu X., Li L. (2017) «Longitudinal and torsional vibrations of size-dependent rods via nonlocal integral elasticity», *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 133, pp. 639–650. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2017.09.030
47. Apuzzo A., Barretta R., Canadija M., et al (2017) «A closed-form model for torsion of nanobeams with an enhanced nonlocal formulation», *Composites Part B: Engineering*, Vol. 108, pp. 315–324. DOI: 10.1016/j.compositesb.2016.09.012
48. Li L., Hu Y. (2017) «Torsional vibration of bi-directional functionally graded nanotubes based on nonlocal elasticity theory», *Composite Structures*, Vol. 172, pp. 242–250. DOI: 10.1016/j.compstruct.2017.03.097
49. Murmu T., Adhikari S. (2010) «Nonlocal effects in the longitudinal vibration of double-nanorod systems», *Physica E: Low-Dimensional Systems and Nanostructures*, Vol. 43, pp. 415–422. DOI: 10.1016/j.physe.2010.08.023
50. Karličić D., Cajić M., Murmu T., Adhikari S. (2015) «Nonlocal longitudinal vibration of viscoelastic coupled double-nanorod systems», *European Journal of Mechanics - A/Solids*, Vol. 49, pp. 183–196. DOI: 10.1016/j.euromechsol.2014.07.005
51. Murmu T., McCarthy M. a., Adhikari S. (2012) «Nonlocal elasticity based magnetic field affected vibration response of double single-walled carbon nanotube systems», *Journal of Applied Physics*, Vol. 111, pp. 113511. DOI: 10.1063/1.4720084
52. Karličić D., Murmu T., Cajić M., et al (2014) «Dynamics of multiple viscoelastic carbon nanotube based nanocomposites with axial magnetic field», *Journal of Applied Physics*, Vol. 115, pp. 234303. DOI: 10.1063/1.4883194

-
53. Murmu T., Adhikari S., Wang C.Y. (2011) «Torsional vibration of carbon nanotube-buckyball systems based on nonlocal elasticity theory», *Physica E: Low-Dimensional Systems and Nanostructures*, Vol. 43, pp. 1276–1280. DOI: 10.1016/j.physe.2011.02.017
54. Wang Q., Zhou G.Y.Y., Lin K.C.C. (2006) «Scale effect on wave propagation of double-walled carbon nanotubes», *International Journal of Solids and Structures*, Vol. 43, pp. 6071–6084. DOI: 10.1016/j.ijsolstr.2005.11.005
55. 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
56. 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
57. 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
58. 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. 075705. DOI: 10.1088/0957-4484/19/7/075705
59. Hornreich R.M., Kugler M., Shtrikman S., Sommers C. (1997) «Phonon Band Gaps», *Journal de Physique I*, Vol. 7, pp. 509–519. DOI: 10.1051/jp1:1997172

УДК 534.26, 534-143

OECD 01.03.AA

Особенности учета анизотропии при распространении неоднородных мод поверхностных акустических волн

Осетров А.В.^{1*}, Мышинский Э.Л.²¹Д.т.н., профессор, Санкт-Петербургский Государственный электротехнический университет (СПбГЭТУ), г. Санкт-Петербург, РФ²Д.т.н., профессор, главный научный сотрудник ФГУП «Крыловский государственный научный центр», г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Рассматриваются особенности распространения поверхностных акустических волн (ПАВ) в акустических волноводах, в которых свойства среды изменяются в направлении, перпендикулярном направлениям распространения и затухания поверхностной акустической волны. Отмечается, что такая задача не может быть сведена к двумерной задаче распространения ПАВ, а по своей сути является трехмерной. Указывается на возможность наличия двух типов мод в такой задаче. Основное внимание уделяется особенностям учета анизотропии фазовой скорости при наличии распространяющихся неоднородных мод. Указывается на необходимость определения анизотропных свойств среды, соответствующих мнимым значениям поперечной компоненты волнового вектора. В качестве примеров рассматриваются анизотропные свойства среза ST кристаллического кварца и среза 128°YX ниобата лития.

Ключевые слова: поверхностные акустические волны, акустические волноводы, дифракция, анизотропия, многомодовое распространение

Anisotropy accounting for inhomogeneous modes of surface acoustic waves

Osetrov A.V.^{1*}, Myshinsky E.L.²¹DSc, Prof, St.Petersburg State Electrotechnical University, St. Petersburg, Russia²DSc, Prof, Chief Researcher of FSUE 'Krylov State Research Center', St. Petersburg, Russia

Abstract

The features of the surface acoustic waves (SAW) propagation in acoustical waveguides have been considered; waveguide has changes of properties in the direction perpendicular to the directions of SAW propagation and attenuation. It is underlined that this 3D problem in principle cannot be reduced to the two-dimensional problem and that there are two types of modes in such system. The main attention is concentrated to the accounting of phase velocity anisotropy in the presence of propagating inhomogeneous modes. It is indicated that the determination of the anisotropic properties corresponding to the imaginary values of the transverse wave vector component is required. ST-quartz and 128°YX LiNbO₃ are investigated as the samples.

Key words: surface acoustic wave, acoustical waveguides, diffraction, anisotropy, multimode propagation

Введение

Будем рассматривать особенности учета анизотропии для следующей задачи. Пусть поверхностная акустическая волна (ПАВ) распространяется в направлении x и затухает в направлении z , однако задача не является двумерной, т.е. акустическое поле конечно в направлении y и зависит от этой координаты. Кроме того свойства материала

* E-mail: avosetrov@list.ru (Осетров А.В.)

меняются в зависимости от значения y , формируя распределение фазовых скоростей $v(y)$, описывающих распространение ПАВ в направлении x . Функция $v(y)$ является симметричной и кусочно-линейной, т.е. имеется центральная зона, включающая ось x , и несколько однородных зон в двух сторон от центральной зоны. Такая трехмерная формулировка является более точной даже для классических систем возбуждения ПАВ, так как учитывается конечность электродов встречно-штыревых преобразователей, а также различные скорости распространения ПАВ под зоной электродов (где чередуются области металлизированной и свободной подложки) и сплошной зоной металлизации ВШП по краям. Однако такое усложнение задачи, позволяющее учесть дифракционные эффекты при возбуждении, распространении и приеме ПАВ в основном ранее не применялось, так как дифракция считалась эффектом второго порядка, которым можно пренебречь или учесть косвенно, например, введением дополнительного затухания. В современных системах акустоэлектроники требуемое распределение $v(y)$ может создаваться искусственно за счет изменения коэффициента металлизации и(или) нанесения на подложку дополнительных слоев различной толщины (где толщина тоже является функцией координаты y) [1-4]. Таким образом, формируются требуемые профили акустического поля и как следствие обеспечиваются необходимые электрические параметры соответствующих устройств. Пренебречь зависимостью от y в таких системах уже нельзя, так как эффекты трансформации акустического поля в поперечном направлении являются эффектами первого порядка. В данной публикации внимание концентрируется на особенностях учета анизотропии при расчете таких систем, а путь построения полного решения [2-4] остается за ее рамками.

1. Общий подход к анализу волноводов с поперечными неоднородностями

Будем оставаться в рамках СОМ-модели (модели связанных мод), когда трехмерное четырехкомпонентное акустическое поле (три компонента вектора механического смещения и одна компонента электрического потенциала) заменяется двухмерным скалярным акустическим полем $R(x,y)$ для волны, распространяющейся в направлении x , и полем $S(x,y)$ для волны, распространяющейся в направлении $-x$ (т.е. рассматривается лишь поле на верхней поверхности системы). С математической точки зрения распространение ПАВ в такой системе можно считать многомодовым (формируется волновод в направлении оси y), а поле $R(x,y)$ в центральной зоне такой системы представлять в виде совокупности мод [2]

$$R(x, y) = \sum_{i=1}^n w_i g_i(y) \exp(j(\omega t - k_x x)) \quad (1)$$

где ω – частота, число n определяет количество мод, $g_i(y)$ описывает профиль сечения каждой моды, w_i – вес данной моды. Распределение поля за пределами центральной зоны в следующих за ней однородных областях рассчитывается с учетом непрерывности поля и производной поля на всех внутренних границах. Моды ПАВ являются связанными, распространяясь с одинаковой фазовой скоростью вдоль оси x , определяемой компонентой k_x волнового вектора. Количество мод может быть как конечным (этому случаю соответствует выражение (1)), так и бесконечным, тогда выражение (1) можно считать приближенным. Каждая из мод удовлетворяет дифференциальным уравнениям задачи, откуда можно получить выражение для $g_i(y)$; для симметричных по y систем $g_i(y)$ имеет вид

$$g_i(y) = \begin{cases} \cos(k_{iy}y), & k_{iy}^2 \geq 0 \\ \exp(jk_{iy}y) + \exp(-jk_{iy}y), & k_{iy}^2 < 0 \end{cases} \quad (2)$$

Две строчки в выражении (2) определяют два возможных типа мод. Первый тип можно считать классическим, а соответствующую ему моду рассматривать как суперпозицию двух плоских волн, имеющих проекции волнового вектора k_x вдоль оси x и $\pm k_{iy}$ вдоль оси y , т.е. распространяющихся под некоторым углом θ к оси x . Вторым типом можно считать некую разновидность интерфейсной волны, распространяющейся строго вдоль оси x , но возрастающей при удалении от оси в направлениях y и $-y$, возрастание происходит в центральной зоне, а за ее пределами носит более сложный характер, убывая при $y \rightarrow \pm\infty$. В выражениях (1) и (2) на k_x и k_{iy} накладывается следующее условие

$$k_x^2 + k_{iy}^2 = k^2(\theta_i) = \frac{\omega^2}{v^2(\theta_i)} \quad (3)$$

где θ_i определяет угол распространения плоской волны по отношению к основному направлению x или $\theta_i = \arctg(k_{iy}/k_x)$, $v(\theta)$ описывает зависимость фазовой скорости волны от угла распространения или анизотропию среды, для изотропных сред $v(\theta) = v_0 = \text{const}$.

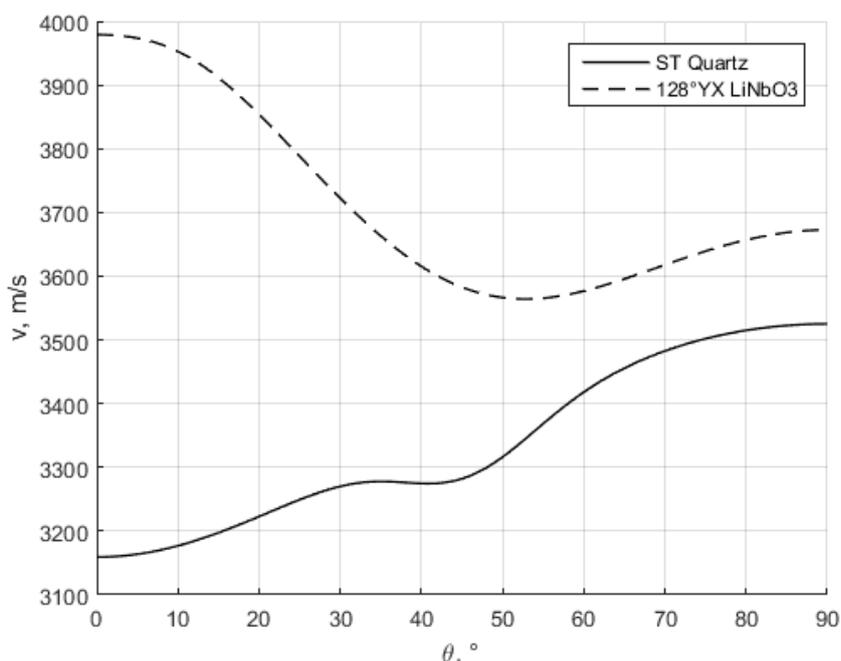


Рис. 1. Кривые анизотропии фазовой скорости ПАВ для ST среза кварца и среза 128°YX ниобата лития

В качестве примера на рис. 1 приведены кривые, рассчитанные методом переходных матриц [1], характеризующие анизотропию фазовой скорости для двух наиболее распространенных подложек: среза ST кристаллического кварца (с углами Эйлера $(0^\circ, 132.75^\circ, 0^\circ)$) и среза 128°YX ниобата лития (с углами Эйлера $(0^\circ, 38^\circ, 0^\circ)$). Видно, что анизотропия является значительной и пренебречь ей нельзя, однако использование выражения (3) при условии лишь знания углового распределения фазовой скорости не позволяет учесть анизотропию для второго типа мод, что будет подробно рассмотрено в следующем разделе.

2. Исследование анизотропных свойств срезов кварца и ниобата лития

Заметим, что для использования анизотропии при вычислениях по выражению (1) требуется уметь вычислять k_{iy} по требуемому k_x , поэтому удобно кривые, показанные на рис. 1, представить в виде функции $(k_y/k_0)^2 = f(k_x/k_0)$, где $k_0 = k(0) = \omega/v(0)$; величина k_y/k_0 в левой части последнего выражения взята в квадрате для удобства совместного описания вещественных и мнимых значений k_y . Тогда кривые, показанные на рис. 1 преобразуются к кривым, показанным на рис. 2.

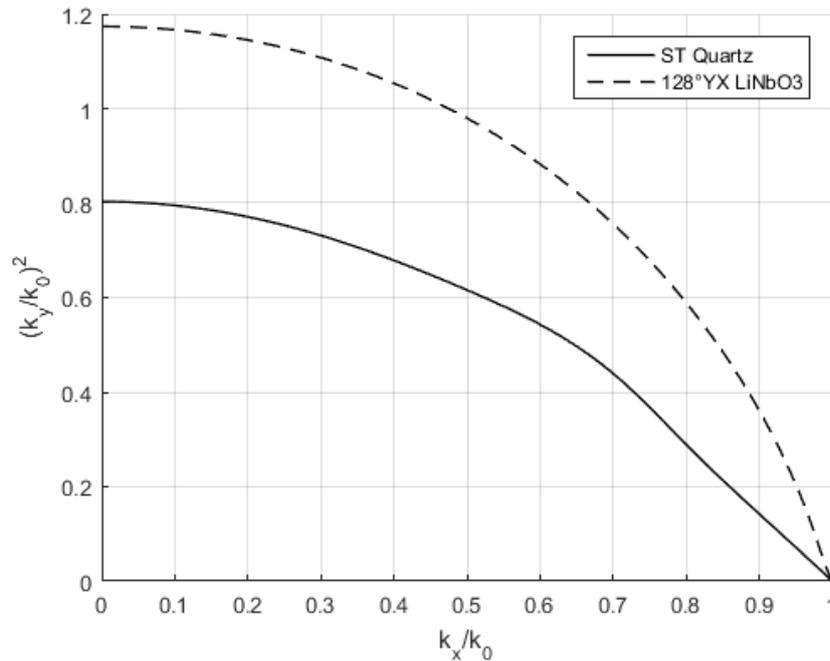


Рис. 2. Кривые, характеризующие анизотропию для ST среза кварца и среза 128°YX ниобата лития как зависимость одной из компонент волнового вектора от другой

Заметим, что диапазон углов, показанный на рис. 1 приводит только к диапазону неотрицательных значений k_y^2 (или вещественных k_y) на рис. 2. В этом заключается основная сложность при использовании анизотропии фазовых скоростей для выполнения расчетов описываемых в данной статье ПАВ. Как видно из (2) положительным значениям k_y^2 будут соответствовать классические моды, тогда как отрицательным значениям – так называемые неоднородные моды, когда волна распространяется по направлению x без отклонения по углу ($\theta = 0$), но является возрастающей при удалении от центра по оси y . Учет неоднородных мод является ключевым при анализе современных устройств [3], так как именно эти моды обеспечивают формирование наиболее часто требуемого распределения поля, близкого к прямоугольному, что достигается суперпозицией главной распространяющейся моды и моды с неоднородным распределением. Поставим задачу нахождения способа учета анизотропии для неоднородной моды.

Вначале рассмотрим, как это может быть сделано при стандартных моделях анизотропии. Если считать, что $k_x^2 + (1 + \beta)k_y^2 = k_0^2$ [4], где β – коэффициент анизотропии, равный нулю для изотропного материала, то

$$k_y^2 = k_0^2 - k_x^2 / (1 + \beta) \quad (4)$$

Попробуем аппроксимировать кривые, показанные на рис. 2 на область значений $k_x > k_0$, выбрав такое β , чтобы значения k_y , вычисленные по выражениям (3) и (4), максимально совпадали.

Рассмотрим вначале ST срез кварца (рис. 3). Сравнение двух показанных на рис. 3 кривых показывает достаточно хорошую степень их совпадения в диапазоне $k_x < k_0$, из чего можно предположить возможность экстраполяции модельной кривой за верхнюю границу диапазона $k_x < k_0$ (пунктирная линия на рис. 3).

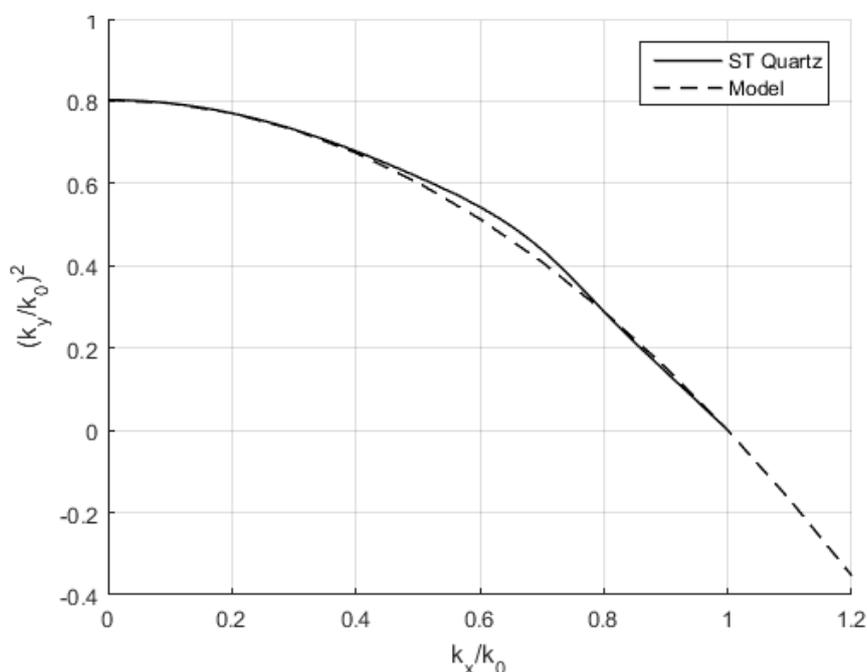


Рис. 3. Кривые, характеризующие анизотропию для ST среза кварца и приближение модели с коэффициентом анизотропии

Если принять справедливость этой гипотезы, то при учете анизотропии можно объединить точные кривые для классических мод и модельные для неоднородных волн. В действительности кристаллический кварц является счастливым исключением, позволяющим с достаточной для практических применений точностью рассматривать модель анизотропии (4) во всем диапазоне значений k_x .

Ситуация со срезом $128^\circ\text{YX LiNbO}_3$ оказывается принципиально другой (рис. 4). Если за основу приближения взять точку при $\theta = 90^\circ$, то модельная кривая, описывающая анизотропию, будет значительно отличаться от расчетной кривой, причем это отличие оказывается существенным в районе $k_x = k_0$, искажая производную и делая недостоверным экстраполяцию в зону значений $k_x > k_0$, соответствующую неоднородным модам. Если же предположить, что, например, величина k_y^2 при $\theta = 90^\circ$ для модели в два раза больше, чем расчетная величина, то на первый взгляд, удастся корректно описать производную кривой при $k_x = k_0$ (см. штрихпунктирную кривую на рис. 4), но это впечатление обманчиво, если построить тот же график в окрестности $k_x = k_0$ (рис. 5). Видно, что производная расчетной кривой существенно меняется при непосредственном приближении к значению $k_x = k_0$ и вопрос корректности экстраполяции остается открытым.

Еще более сложная картина формируется при использовании более сложных типов ПАВ, например вытекающих волн. Для некоторых из них поведение кривой,

описывающей анизотропию, настолько сложно, что разумная экстраполяция в принципе невозможна.

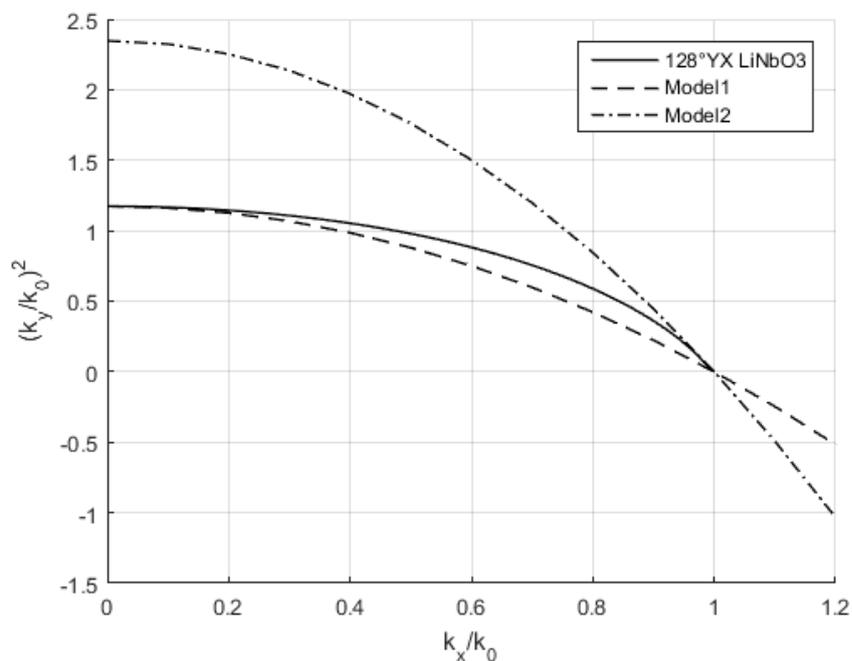


Рис. 4. Кривые, характеризующие анизотропию среза 128°YX ниобата лития и приближение при использовании модели с двумя различными коэффициентами анизотропии

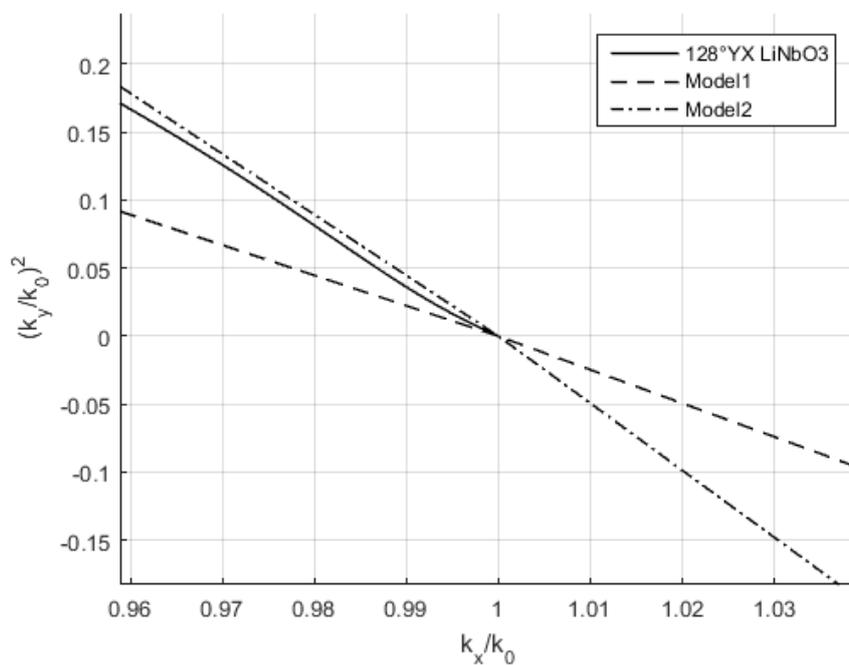


Рис. 5. Кривые, представленные на рис. 4, в окрестности точки $k_x = k_0$

Заключение

Рассмотренная в статье задача распространения ПАВ при наличии неоднородных мод показала недостаточность знания угловой анизотропии фазовой скорости для учета анизотропии сред. Для некоторых материалов (например, кристаллического кварца) возможно за счет выполнения описанной в статье процедуры экстраполяции учесть анизотропные свойства среды. Однако для большинства материалов такой подход нельзя считать достоверным. Выходом из положения может быть непосредственный учет анизотропии материалов для неоднородных мод, что планируется изложить в следующих публикациях автора, или использование численных методов, автоматически учитывающих анизотропные свойства [5].

Список литературы

1. Галисултанов А.Т., Осетров А.В. Распространение поверхностной акустической волны в многослойной диэлектрической структуре с металлизацией на интерфейсе // Известия СПбГЭТУ "ЛЭТИ" - 2013. - №3, с.79-86.
2. Solal M. A P-matrix-based model for the analysis of SAW transversely coupled resonator filters, including guided modes and a continuum of radiated waves //IEEE Trans. UFFC - 2003 - vol. 50, N 12, p. 1729-1741
3. Abbott B, Kokkonen K. Calculating transverse mode profiles of TCSAW piston mode resonators // IEEE Ultrasonics Symposium Proc., 2016.
4. Hashimoto K., Omori T., and Ahn C. Extension of scalar potential formalism for transverse mode analysis of surface acoustic wave resonators // IEEE Ultrasonics Symposium Proc., 2011.
5. Осетров А.В., Нгуен В.Ш. Расчет параметров поверхностных акустических волн в пьезоэлектриках методом конечных элементов // Вычислительная механика сплошных сред. – 2011. – Т. 4. – № 4. – С. 71-80.

УДК 534.23

OECD 01.03.AA

Анализ методов определения и нормирования шумовых характеристик компрессорного оборудования

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

Аннотация

В статье приведена классификация компрессорного оборудования. Авторами рассмотрены шумовые характеристики компрессорного оборудования и характеристики шума на рабочих местах обслуживающего персонала. Проведен анализ методов определения шума компрессорного оборудования (стационарного и передвижного). Произведена оценка системы нормирования шума в зависимости от условий и места эксплуатации компрессорного оборудования. Рассмотрена возможность достижения нормируемых параметров и предельно-допустимых уровней шума на рабочих местах компрессорного оборудования.

Ключевые слова: компрессорное оборудование, шум, нормирование, шумовая характеристика, методы.

Analysis methods for the identification and regulation of compressor equipment noise characteristics

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

Abstract

The article describes the classification of compressor equipment. The authors considered the noise characteristics of compressor equipment and noise characteristics of workplaces of the attendants. The analysis of methods for the determination of the noise of the compressor equipment (stationary and mobile) was made. Evaluate the noise regulation depending on location of compressor equipment. The possibility of achieving the noise standard parameters for compressors and permissible noise levels in the workplace of compressor equipment were reviewed.

Key words: compressor equipment, noise regulation, noise characteristic, methods.

Введение

Регулирование уровня шума и его контроль за ним, как с точки зрения социальной, так и технической является непростой задачей. Энергия, создаваемая современными силовыми установками, может во много раз превышать энергию, расходуемую на акустическое излучение. Однако, даже эта часть акустической энергии оказывает весьма неблагоприятное воздействие на человека и окружающую среду.

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

Шум проникает на рабочие места, вызывает раздражение и беспокойство, мешает сосредоточиться, причиняет нам беспокойство в часы досуга и отдыха дома. Воздействие шума может накапливаться и влиять на многие аспекты нашей повседневной жизни. Известно, что длительное воздействие шума высоких уровней может привести к постоянной глухоте и даже к нежелательным психологическим эффектам или расстройствам. Шум, излучаемый компрессорным оборудованием, колеблется от 95 до 70 дБА [1]. Другая важная проблема снижения шума — это необходимость значительного снижения акустической мощности до того уровня, который будет восприниматься человеком как подтверждение достижения желаемого результата.

1. Современные компрессорные установки

По характеру эксплуатации компрессорное оборудование в соответствии с ГОСТ 12.2.016.1-91 [2] подразделяют на:

- стационарные компрессорные агрегаты (КА);
- стационарные компрессорные установки (КУ);
- стационарные компрессорные станции (СКС);
- передвижные компрессорные станции (ПКС).

По размещению системы охлаждения всасывания или выпуска газа (воздуха) компрессорное оборудование подразделяют на [2]:

- оборудование, у которого система всасывания и выпуска отсутствует (компрессор установлен на открытой технологической цепи);
- оборудование, у которого система охлаждения, всасывания или выпуска размещается на расстоянии более 3 м от компрессора;
- оборудование, у которого система охлаждения, всасывания или выпуска находится возле компрессора.

По месту установки компрессора и его привода компрессорные агрегаты подразделяют на [2]:

- агрегаты, устанавливаемые на открытой технологической площадке;
- агрегаты, у которых привод и компрессор устанавливают в одном производственном помещении;
- агрегаты, у которых привод и компрессор устанавливают в разных производственных помещениях.

2. Шумовые характеристики компрессорного оборудования

Учитывая, что компрессорное оборудование применяется в различных сферах промышленного производства, оно может быть как источником акустического загрязнения окружающей среды, так и источником шума в местах нахождения людей.

Как правило, шумовые характеристики источников шума, в том числе и источников шума компрессорного оборудования, должны использоваться для:

- акустических расчетов и акустического проектирования компрессорных установок в шумозаглушенном исполнении;
- оценки конструктивного совершенства компрессорного оборудования;
- определения необходимости дополнительных шумозащитных мероприятий по защите работающих от повышенного уровня шума;
- контроля качества изготовления и сборки компрессорного оборудования, а также рационального выбора комплектующих изделий в части соответствия их шумовых характеристик требованиям технических документов.

Шумовые характеристики мест нахождения людей (рабочих мест) должны использоваться для:

- контроля соответствия уровней шума на рабочих местах санитарным нормам;

- составления шумовых карт и оценки шумового режима в производственных помещениях и на территории предприятия с целью определения степени шумоопасности рабочих мест и рабочих зон обслуживающего персонала;

- разработки, планирования и оценки мероприятий по шумозащите работающих источников шума и шумозащите работающих.

Согласно [2] для источников постоянного шума устанавливают следующие шумовые характеристики:

- корректирующий уровень звуковой мощности L_{WA} , дБА;

- уровень звуковой мощности в октавных полосах частот L_W , дБ;

- уровень звука в контрольных точках (на измерительной поверхности) L_A , дБА;

- общий уровень звукового давления в контрольных точках (на измерительной поверхности) $L_{лин}$, дБ;

- уровень звукового давления в октавных полосах частот в контрольных точках (на измерительной поверхности) L , дБ.

Шумовые характеристики рабочих мест компрессорного оборудования в зависимости от шумового режима, в котором работает обслуживающий персонал, приведены в приложениях 2 и 3 ГОСТ 12.2.016.1 [2].

Для рабочих мест с постоянным шумовым режимом устанавливают следующие шумовые характеристики [2]:

- уровень звука L_A , дБА;

- уровень звукового давления в октавных полосах частот L , дБ (для ультразвука в третьоктавных полосах частот);

- общий уровень звукового давления $L_{лин}$, дБ.

Для источников непостоянного шума и рабочих мест с непостоянным шумовым режимом должны быть определены эквивалентные и максимальные уровни шума ($L_{РАэкв}$ и $L_{Аэкв}$, $L_{РАmax}$ и $L_{Аmax}$).

3. Методы определения и нормирования шумовых характеристик компрессорного оборудования

В системе мер по обеспечению защиты от шума как на производстве, так и на жилой территории, большое значение имеет нормативно-техническая документация, относящаяся к проектированию машин, технологических проектов, производственных помещений и застройки территорий и устанавливающая требования к защите от шума. Система таких документов состоит из документов, которые устанавливают требования к шумовым характеристикам мест пребывания людей и методов контроля этих характеристик; метода установления шумовых характеристик источников шума (машин, технологического оборудования, механизированного инструмента и др.), их нормирования и контроля. Она также включает и устанавливает методы расчета и проектирования шумозащиты при разработке новых типов оборудования и проектов зданий, сооружений и застройки территорий, требования к шумозащитным конструкциям, устройствам и материалам.

3.1 Методы определения шумовых характеристик компрессорного оборудования

В соответствии с классификацией компрессорного оборудования и шумовыми характеристиками, установленными в ГОСТ 12.2.016.1 для каждого вида оборудования разработаны стандарты по методам определения этих характеристик.

Так для стационарных компрессорных агрегатов и установок ГОСТ 12.2.016.2 устанавливает ориентировочный метод определения шумовых характеристик [3].

Для систем компрессорных установок (всасывания, выпуска, охлаждения и др.), установленных на расстоянии более 3 м от КА, и при размещении компрессора и его привода в разных производственных помещениях основными шумовыми характеристиками являются [3]:

- уровни звука в контрольных точках;
- уровни звукового давления в октавных (третьоктавных) полосах частот в контрольных точках;
- общие уровни звукового давления в контрольных точках.

Измерения уровней звукового давления КА (КУ) должны быть проведены в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами от 31,5 Гц до 8000 Гц, а общих уровней звукового давления по шкале шумомера L_{in} с 2 Гц [3].

Допускается для компрессорных агрегатов и компрессорных установок, имеющих максимальный размер до 15 м, применять технические методы определения уровней звуковой мощности по ГОСТ Р ИСО 3744-2013 [4].

Максимальные значения среднего квадратического отклонения уровней звуковой мощности в дБ или скорректированных уровней звуковой мощности в дБА должны соответствовать ГОСТ 23941 [5].

Метод определения шумовых характеристик передвижных компрессорных станций устанавливает ГОСТ 12.2.016.3 [6].

Согласно ГОСТу [6] измерения уровней звукового давления должны быть проведены в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами от 31,5 до 8000 Гц, а общих уровней звукового давления по шкале шумомера (L_{in}) с 2 Гц.

Допускается измерять уровни звукового давления в третьоктавных полосах частот, которые следует пересчитывать в октавные уровни. Измерения необходимо проводить на открытой площадке над звукоотражающей плоскостью.

Ориентировочные методы определения шумовых характеристик для стационарных компрессорных станций устанавливает ГОСТ 12.2.016.4 [7].

Определение шумовых характеристик рабочих мест проводится по ГОСТ Р ИСО 9612-2015 [8]. Результаты измерения рекомендуется оформлять в виде шумовой карты производственных помещений и технологических площадок, расположенных на территории компрессорной станции, и в виде паспорта шумового режима на рабочих местах и рабочих зонах [2].

При наличии источников ультразвука необходимо проводить контроль уровней звукового давления в третьоктавных полосах частот, на рабочих местах, где существует вероятность превышения гигиенических норм по ультразвуку.

Ориентировочную оценку уровня инфразвука необходимо проводить по разности общего уровня звукового давления L_{Lin} и уровня звука L_A . В случае выраженности инфразвука следует провести октавный анализ в инфразвуковой области частот начиная с 2 Гц [2].

3.2 Нормирование шумовых характеристик компрессорного оборудования

Систему нормирования шума можно разделить на три основных класса: санитарные нормы (нормы шума на рабочих местах); технические нормы шума машин (транспорт, технологическое, подъемно-транспортное, компрессорное оборудование, различные механизмы и др.) и санитарные нормы шума на территории жилой застройки. Целью всех трёх нормативных классов является установление таких предельно допустимых уровней шума, которые в зависимости от места нахождения человека (рабочее место, помещение в жилом или общественном здании) не вызвали заболеваний и дискомфорта.

Основополагающим документом, устанавливающим не только классификацию шумов, но и допустимые уровни шума на рабочих местах с оценкой воздействия шума, общие требования к шумовым характеристикам машин, механизмов, средств транспорта, и другого оборудования, а также меры по защите работников от воздействий шума является ГОСТ 12.1.003-2014 [9].

В соответствии с ГОСТ 28563-90 [10] допустимые уровни звукового давления на рабочем месте обслуживающего персонала ПКС при её испытании не должны превышать уровни, установленные ГОСТ [9]. Следует отметить, что с 2015 г. в данном стандарте отсутствуют предельно допустимые октавные уровни звукового давления, а приводятся только предельно допустимые уровни звука и эквивалентные уровни звука на рабочих местах для трудовой деятельности различной напряженности (табл. 1).

Таблица 1

Предельно допустимые уровни звука и эквивалентные уровни звука на рабочих местах для трудовой деятельности разных категорий тяжести и напряженности в дБА [9]

Категория напряженности трудового процесса	Категория тяжести трудового процесса				
	легкая физическая нагрузка	средняя физическая нагрузка	тяжелый труд 1 степени	тяжелый труд 2 степени	тяжелый труд 3 степени
Напряженность легкой степени	80	80	75	75	75
Напряженность средней степени	70	70	65	65	65
Напряженный труд 1 степени	60	60	-	-	-
Напряженный труд 2 степени	50	50	-	-	-

Количественную оценку тяжести и напряженности трудового процесса на рабочих местах персонала, обслуживающего компрессорное оборудование, следует проводить эксплуатирующей организацией (потребителем) в соответствии с руководством Р 2.2.2006-05 [11].

В зависимости от тяжести и напряженности труда предельно допустимые уровни звука на рабочих местах определяются по таблице 1.

Для нормирования шумовых характеристик стационарного компрессорного оборудования (уровней звуковой мощности) следует руководствоваться ГОСТ 27409 [12].

Немаловажным фактором для производителей компрессорного оборудования являются шумовые характеристики готового изделия и характеристики шума комплектующих изделий (двигатель, вентилятор, фильтры и т.д.).

Устанавливаемое нормативными документами ограничение шума на рабочих местах в соответствии с [9] не даст ответа о предельных значениях характеристик шума, как стационарных, так и передвижных компрессорных установок. В большинстве случаев они зависят от конкретных условий их эксплуатации: наличия нескольких одновременно работающих компрессорных установок, величины шума, излучаемого каждой установкой и шума от нескольких установок, их расположения и акустических характеристик помещения, в котором они работают. Поэтому в соответствии с ГОСТ 27409 [12] наряду с санитарным нормированием шума и на его базе необходимо проводить техническое нормирование источников шума, состоящее в установлении предельно допустимых шумовых характеристик (ПДШХ) оборудования, удовлетворение которым обеспечивает выполнение норм шума, воздействующего на людей при данных условиях эксплуатации.

Информация о ПДШХ позволит разработчикам в процессе разработки требований к проектируемому компрессорному оборудованию, с учетом практики его применения, решить вопросы по обеспечению допустимых шумовых характеристик как на рабочих местах обслуживающего персонала, так и в окружающей среде (на селитебной территории), выбирать из комплектующих изделий малошумные образцы, осуществлять меры по снижению шума в источнике его возникновения и вести акустическое проектирование малошумного компрессорного оборудования.

Выбор тех или иных шумозащитных мероприятий и целесообразности их применения должен производиться на основе анализа шумовых характеристик отдельных элементов стационарных и передвижных компрессорных установок, предусмотренных проектированием, их размерами, конструктивными особенностями, а также конкретного места эксплуатации компрессорного оборудования (открытое пространство, помещение и др.).

Заключение

Проведенный обзор компрессорного оборудования и анализ требуемых по стандарту шумовых характеристик в зависимости от их типа позволил провести оценку методов определения указанных шумовых характеристик. Выполненный авторами анализ системы нормирования с введенными изменениями в ранее действующие санитарные нормы даёт возможность производителям и потребителям компрессорного оборудования определить пути достижения норм шума, воздействующего на человека и окружающую среду.

Список литературы

1. Дроздова Л.Ф., Кудаев А.В. Оценка и анализ шума компрессорных станций //Noise Theory and Practice, 2016, 3 (2), с. 30-37.
2. ГОСТ 12.2.016.1-91 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Оборудование компрессорное. Определение шумовых характеристик. Общие требования.
3. ГОСТ 12.2.016.2-91 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Оборудование компрессорное. Метод определения шумовых характеристик стационарных компрессорных агрегатов.
4. ГОСТ Р ИСО 3744-2013 Акустика. Определение уровней звуковой мощности и звуковой энергии источников шума по звуковому давлению. Технический метод в существенно свободном звуковом поле над звукоотражающей плоскостью.

5. ГОСТ 23941-2002 Шум машин. Методы определения шумовых характеристик. Общие требования.
6. ГОСТ 12.2.016.3-91 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Оборудование компрессорное. Метод определения шумовых характеристик передвижных компрессорных станций.
7. ГОСТ 12.2.016.4-91 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Оборудование компрессорное. Метод определения шумовых характеристик стационарных компрессорных станций и установок.
8. ГОСТ Р ИСО 9612-2013 Акустика. Измерения шума для оценки его воздействия на человека. Метод измерений на рабочих местах.
9. ГОСТ 12.1.003-2014 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Шум. Общие требования безопасности.
10. ГОСТ 28563-90 Станции компрессорные передвижные общего назначения. Приемка и методы испытаний.
11. Р 2.2.2006-05 Гигиена труда. Руководство по гигиенической оценке факторов рабочей среды и трудового процесса. Критерии и классификация условий труда.
12. ГОСТ 27409-97 Шум. Нормирование шумовых характеристик стационарного оборудования. Основные положения.