



ДИНАМИКА И ВИБРОАКУСТИКА

Том 5, № 3 (2019)

noise
optimization acoustics
robotics control systems
pneumatics fluid power
hydraulics vehicles efficiency
transmissions mechatronics
pulsation automation vibration
CAD/CAE aerospace
modeling

published by
Samara University

<http://journals.ssau.ru/index.php/dynvibro/index>

Главный редактор

Шахматов Е.В. – член-корреспондент РАН, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Заместители главного редактора:

Прокофьев А.Б. - д.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Ермаков А.И. - д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Хандроос Х. - профессор, Технологический университет г. Лаппеенранта (г. Лаппеенранта, Финляндия).

Ответственный секретарь, технический редактор

Мухаметзянова М.А. - Самарский университет (г. Самара, РФ).

Российские члены редакционной коллегии:

Балакин В.Л. - д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Белюсов А.И. - д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Берестовицкий Э.Г. - д.т.н., НПО «Аврора» (г. Санкт-Петербург, РФ);

Ганиев Р.Ф. – академик РАН, научный руководитель ИМАШ РАН (г. Москва, РФ);

Гимадиев А.Г. - д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Завершинский И.П. - д.ф.-м.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Иголкин А.А. - д.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Крючков А.Н. - д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Майзель А.Б. - д.т.н., профессор (г. Санкт-Петербург, РФ);

Макарьянц Г.М. - д.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Савин Л.А. – д.т.н., профессор, Орловский государственный университет (г. Орел, РФ);

Фесина М.И. - к.т.н., доцент, Тольяттинский государственный университет (г. Тольятти, РФ);

Хаймович А.И. - д.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Чернышёв С.Л. - академик РАН, научный руководитель ФГУП «ЦАГИ» (г. Москва, РФ).

Иностранные члены редакционной коллегии:

Вакка А. - доцент, университет Пурдью (г. Вест-Лафайетт, штат Индиана, США);

Джонстон Д.Н. - профессор, университет (г. Бат, Великобритания);

Круз П. - профессор, университет г. Линчёпинг (Швеция);

Линьяма М. - профессор, Технологический университет (г. Тампере, Финляндия);

Мюренхоф Х. - профессор, Рейнско-Вестфальский технический университет (г. Ахен, Германия);

Рафиков М. - профессор, федеральный университет АВС (г. Сан-Паоло, Бразилия);

Стелсон К. - профессор, университет Миннесоты (США);

Стричек Я. - профессор, Вроцлавский технологический университет (г. Вроцлав, Польша);

Шайдл Р. - профессор, университет Йохана Кеплера (г. Линц, Австрия).

Editor-in-Chief

E.V. Shakhmatov - Corresponding Member of RAS (Samara University, Samara, Russian Federation).

Deputy Editors-in-Chief:

A.B. Prokofyev - Doctor of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

A.I. Ermakov - Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);
H. Handroos - Prof., Lappeenranta University of Technology (Lappeenranta, Finland).

Executive Editor, technical editor

M.A. Mukhametzhanova - Samara University (Samara, Russian Federation).

Editorial board russian members:

V.L. Balakin - Doctor of Science (Eng.), Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

A.I. Belousov - Doctor of Science (Eng.), Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

E.G. Berestovitsky - Doctor of Science (Eng.), Aurora Scientific and Production Association JSC (St. Petersburg, Russian Federation);

R.F. Ganiev - Academician of the RAS, academic adviser (IMASH RAN, Moscow, Russian Federation);

A.G. Gimadiev - Doctor of Science (Eng.), Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

I.P. Zavershinsky - Doctor of Science (Phys.-Math.), Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

A.A. Igolkin - Doctor of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

A.N. Kryuchkov - Doctor of Science (Eng.), Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

A.B. Meisel - Doctor of Science (Eng.), Professor (St. Petersburg, Russian Federation);

G.M. Makaryants - Doctor of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

L.A. Savin - Doctor of Science (Eng.), Prof. (Orel State University, Orel, Russian Federation);

M.I. Fesina - Candidate of Science (Eng.), Associate Professor (Togliatti State University, Tolyatti, Russian Federation).

A.I. Khaimovich - Doctor of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

S.L. Chernyshev - Academician of the RAS, academic adviser (TsAGI, Moscow, Russian Federation);

Editorial office foreign members:

A. Vacca - Associate Professor (Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA);

D.N. Johnston - Professor (University of Bath, Bath, United Kingdom);

P. Cruz - Professor (Linköping University, Linköping, Sweden);

M. Liniyama - Professor (Tampere University of Technology, Tampere, Finland);

H. Myurenhof - Professor (RWTH Aachen University, Aachen, Germany);

M. Rafikov - Professor (Universidade Federal do ABC (UFABC), Sao Paulo, Brazil);

K. Stelson - Professor (University of Minnesota, Minneapolis and St. Paul, Minnesota, United States);

Ya. Strichak - Professor (The University of Wrocław (UWr), Wrocław, Poland);

R. Shaydl - Professor (Johannes Kepler University, Linz, Austria).

ЦЕЛИ И ТЕМАТИКИ ЖУРНАЛА

Журнал «Динамика и виброакустика» публикует теоретические и прикладные оригинальные научно-исследовательские работы в области, обусловленной названием журнала, а также в областях, смежных с ним. Все работы проходят предварительное рецензирование.

Целью журнала является стимулирование дискуссий, формирование научно-информационной среды и распространение идей в области динамики и виброакустики различных систем.

Тематика работ, публикуемых в нашем журнале, посвящена:

- **системам управления:** адаптивному и оптимальному управлению; автоматизированному управлению; энергетическим системам и управлению ими; гидравлическим системам управления; интеллектуальному управлению; управлению движением;

- **вибрации:** вибрации систем с постоянными и дискретными параметрами; линейным и нелинейным вибрациям; модальному анализу; динамике конструкций; подавлению вибрации; пассивным и активным методам демпфирования;

- **акустике:** акустической эмиссии; борьбе с шумом и пульсациями рабочей среды;

- **пульсациям давления:** вопросам взаимодействия рабочей среды и твёрдых границ; течениям, вызывающих повышенный уровень шума и вибрации; течению в каналах и трубах; течению в биологических системах; струям; мультифазному течению; гидродинамике надводных и подводных аппаратов; турбулентности и волнам; динамике;

- **динамике машин:** поведению систем; долговечности; надёжности; процессам проектирования и изготовления; мехатронным системам; энергетическим установкам; робототехническим системам; транспортным средствам.

PURPOSES AND SCOPE

The Journal of Dynamics and Vibroacoustics publishes peer-reviewed theoretical and applied original scholarly articles, Research Papers, Technical Briefs, and feature articles in the traditional areas implied by its name, as well as papers in interdisciplinary areas.

The purpose of our journal is to disseminate information in dynamics and vibroacoustics of interest to researchers and designers in engineering, medicine, computer science, chemistry and others. The majority of papers present original analytical, numerical or experimental results and physical interpretation of lasting scientific value. Other papers are devoted to the review of recent contributions to a topic, or the description of the methodology and/or the physical significance of an area that has recently matured.

Area of interests include but is not limited to:

- **control systems:** adaptive and optimal control; computer control; distributed parameter systems and control; energy systems and control; fluid control systems; intelligent control; motion controls;

- **vibration:** vibration of continuous and lumped parameter systems; linear and non-linear vibrations; modal analysis; structural dynamics; vibration suppression and isolation; passive and active damping;

- **acoustics:** acoustic emission; noise control; structural acoustics;

- **pressure pulsation:** fluid-structure interaction; flow induced noise and vibration; bubbly flows; cavitations; compressible flows; duct and pipe flows; flows in biological systems; fluid-structure interaction; jets; multiphase flows; naval hydrodynamics; turbulence and wakes; instrumentation and components;

- **dynamics:** machinery dynamics; rotor dynamics; combined and coupled behavior; durability; reliability; system design and manufacturing; optimization; manufacturing technology; mechatronics; power systems; production systems; robotics, transportation systems.

СОДЕРЖАНИЕ

РАЗРАБОТКА ИСПЫТАТЕЛЬНОГО СТЕНДА ДЛЯ ТЕСТИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПОДВОДНОГО РОБОТА С ИЗМЕНЯЕМОЙ ГЕОМЕТРИЕЙ КОРПУСА <i>Г.М. Макарьянц, И.Д. Галушко, В.А. Салмина</i>	6
РАЗРАБОТКА И АПРОБАЦИЯ МЕТОДИКИ РАСЧЁТА ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА И ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДРОССЕЛЬНО-РЕГУЛИРУЮЩЕЙ АРМАТУРЫ ГИДРОСИСТЕМ <i>Н.Н. Ромашов, М.А. Ермилов, Е.Н. Ермилова, А.Н. Видяскина</i>	14
РАЗРАБОТКА МЕРОПРИЯТИЙ ПО СНИЖЕНИЮ ШУМА КОМПРЕССОРА <i>В.С. Вдовин, И.Д. Галушко, Е.С. Ляшенко, А.И. Сафин</i>	20
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА АКУСТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПОЛИМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ В КОНСТРУКЦИИ НАСОСА <i>П.Д. Рекадзе, Л.В. Родионов</i>	29
О ПОДХОДЕ К ОПРЕДЕЛЕНИЮ МЕРОПРИЯТИЙ ПО ПОВЫШЕНИЮ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОВЕДЕНИЯ АКУСТИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ <i>Е.А. Куличкова, В.А. Козлов, Г.А. Тюменцев</i>	37

УДК 62.533

DOI: 10.18287/2409-4579-2019-5-3-6-13

Галушко И.Д.,
Салмина В.А.,
Макарьянц Г.М.

**РАЗРАБОТКА ИСПЫТАТЕЛЬНОГО СТЕНДА ДЛЯ
ТЕСТИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПОДВОДНОГО
РОБОТА С ИЗМЕНЯЕМОЙ ГЕОМЕТРИЕЙ КОРПУСА**

Самарский национальный
исследовательский университет
имени С.П. Королева
ул. Московское шоссе, д. 34,
г. Самара, Российская Федерация
443086
neeva2804@gmail.com
salmina.va@yandex.ru
georgy.makaryants@gmail.com

Для подводных движущихся аппаратов в последние три десятилетия остро встала проблема энергетической эффективности и акустической бесшумности. Решение этих проблем неразрывно связано с решением задач динамики и виброакустики, возникающих при обтекании подводных тел потоком жидкости. К таким задачам относят задачу возникновения пульсаций давления и скорости, распределённых по поверхности объекта, а также шума и вибраций, вызванных этими пульсациями. Для создания энергоэффективных и малошумных подводных движущихся роботов необходимо создание методов воздействия на структуру пристеночных течений и форму аэродинамических поверхностей робота с целью снижения его поверхностного трения, а также полного сопротивления. В данной работе представлена разработка испытательного стенда для тестирования основных элементов системы управления автономного необитаемого подводного аппарата с изменяемой геометрией тела, где в виде отдельных модулей размещены подсистема переменной плавучести, подсистема изменения углов атаки, крена и тангажа, а также подсистема изменения геометрии на основе пневматических мускулов.

Ключевые слова. Пневматический мускул; подводная робототехника; анизотропный корпус; пневматика; изменяемая геометрия; испытательный стенд; математическая модель

1 Введение

В настоящее время одной из наиболее значительных тенденций в подводной робототехнике являются автономные подводные биомиметические роботы, имеющие небольшие размеры [1]. Такие роботы находят применение в различных гражданских и военных областях. Одним из таких проектов является Aquaroid Fish, разработанный в Японии компанией "Takara Co" [2]. Робот способен работать автономно в течение 15 дней без подзарядки благодаря солнечным батареям. Он имеет длину тела, равную 0,145 м, и массу 0,1 кг. Другой проект по разработке такого робота был осуществлен компанией Mitsubishi Heavy Industries [3]. Робот имеет массу 2,5 кг, длину 0,50 м и способен развивать максимальную скорость 0,9 км / ч. Его батареи обеспечивают автономность в течение 30 минут. Среди разработанных роботов широко распространены и другие принципы передвижения. Например,

змееподобный робот Amphibot I был разработан в Швейцарском федеральном технологическом институте в Лозанне (EPFL) [4]. Этот робот способен не только плавать, но и ползать. Таким образом, биомиметическая робототехника привела к появлению революционных подходов к разработке подводных роботов, особенно в области движения [5].

Эффективное маневрирование и обход препятствий в сочетании с высокой скоростью и автономностью робота в случае непредсказуемых сценариев работы является большим недостатком подводной робототехники [6]. В соответствии с современным уровнем техники не существует универсальных многофункциональных роботов, которые могли бы использоваться как для путешествий на большие расстояния, так и для выполнения небольших и точных задач. Одним из наиболее распространенных примеров задач является инспектирование подводных трубопроводов. Робот должен

преодолевать большие расстояния, а также производить диагностику и последующих ремонт трубопровода [7, 8].

В соответствии с этим, целью данной работы является разработка анизотропного корпуса для автономного подводного робота, а также исследование возможности использования пневматического привода для изменения внешней формы робота. Для достижения этих целей необходимо учитывать влияние различных параметров на производительность робота. Эти параметры можно разделить на три группы: факторы окружающей среды, гидродинамические свойства робота и параметры конструкции [9].

Факторы окружающей среды играют важную роль с точки зрения скорости потока, направления и, следовательно, сопротивления. Вместе с вязкостью жидкости они напрямую влияют на гидродинамические свойства робота, такие как поверхностное трение. Более того, такие препятствия, как кораллы, водоросли, отходы и многое другое, являются очень частым явлением, с которым сталкиваются

подводные роботы при выполнении поставленных задач. В целом эти параметры влияют на сопротивление формы [10]. Параметры робота обычно представлены его формой, мощностью, двигательной установкой и, следовательно, они должны быть выбраны в соответствии с условиями окружающей среды и желаемыми параметрами производительности, такими как:

- маневренность (способность тела контролировать изменения направления движения);
- энергоэффективность (отношение мощности и автономности к максимально достигнутой скорости, которая напрямую зависит от сопротивления формы);
- КПД привода;
- Выносливость (напрямую зависит от общей энергоэффективности робота) [11].

2 Разработка испытательного стенда

В основе системы управления роботом лежат три подсистемы. Схема системы управления представлена на рисунке 1.



Рисунок 1. Принципиальная схема системы управления

Система управления позволит роботу осуществлять режим плавания, подобный движению лабораторных глайдеров MarIam I и MarIam II. Для исследования свойств и отладки системы управления роботом было принято решение монтировать ее в виде модулей на испытательном стенде.

Оборудование, используемое на испытательном стенде, показано на рисунке 2.

Для экспериментальных исследований энергетических характеристик робота с изменяемой геометрией корпуса были смоделированы подсистемы переменной плавучести, смещения центра масс, а также изменения геометрии.

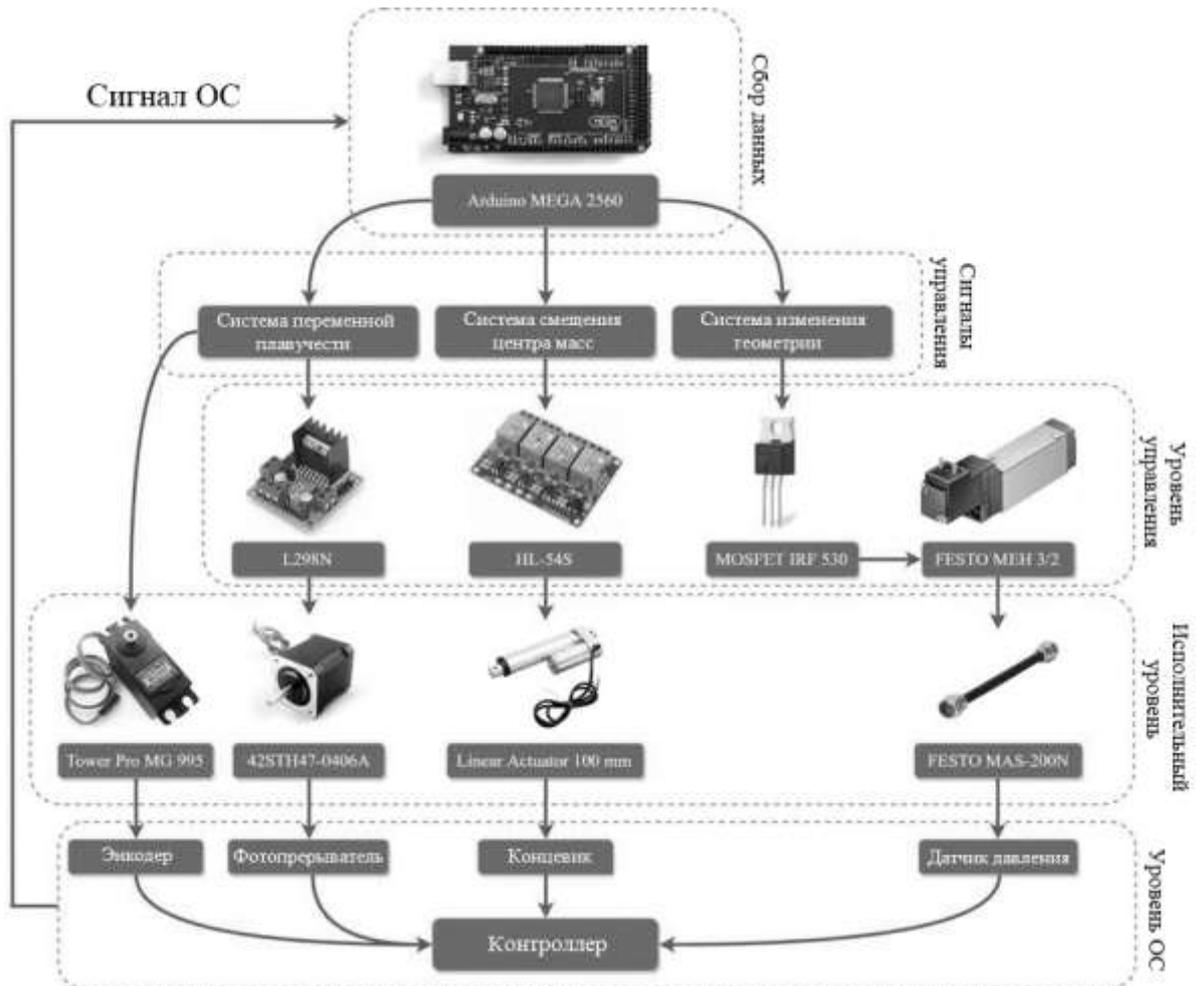


Рисунок 2. Система управления испытательным стендом (элементная база)

3 Подсистемы испытательного стенда

Принцип работы системы переменной плавучести заключается в том, что окружающая робота жидкость закачивается в колбу посредством движения поршня, поршень, в свою очередь, жестко связан с основным исполнительным элементом системы – линейным актуатором. За счет этого механизма система переменной плавучести закачивает и сбрасывает воду с борта робота, изменяя при этом его массу. Разработанная в программном пакете SolidWorks 2015 трехмерная модель системы переменной плавучести представлена на рисунке 3.



Рисунок 3. Система переменной плавучести

За счет смещения центра масс робота, задаются углы крена и дифферента, что определяет ориентацию робота в пространстве. Основными исполнительными элементами в этой системе являются шаговый двигатель и сервомотор. Шаговый двигатель обеспечивает передвижение каретки с батареями на определенное расстояние, тем самым изменяя угол атаки робота. Сервомотор обеспечивает поворот каретки с батареями в обе стороны, это обеспечивает поворот робота вокруг

продольной оси его тела и позволяет изменять угол крена. Для управления шаговым двигателем потребуется драйвер. Сервомотор управляется посредством подключения к аналоговому выходу микроконтроллера с интегрированной ШИМ. Разработанная в программном пакете SolidWorks 2015 трехмерная модель системы смещения центра масс представлена на рисунке 4.

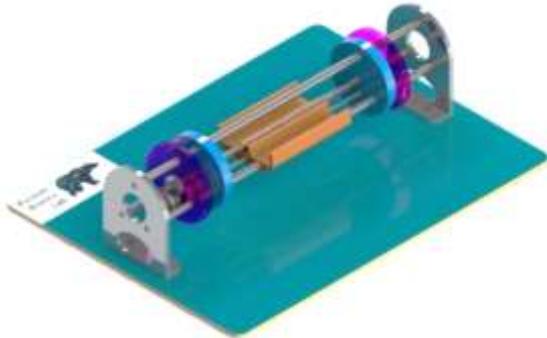


Рисунок 4. Система смещения центра масс

Система изменения геометрии тела робота состоит из пневматических мускулов и пневматических распределителей. При нажатии кнопок, подаются сигналы на реле, которые в свою очередь переключают пневматические распределители из нормально закрытого положения в нормально открытое. После чего в пневматические мускулы подается давление 6 бар, и они сокращаются. Разработанная в программном пакете SolidWorks 2015 трехмерная модель системы изменения геометрии представлена на рисунке 5.

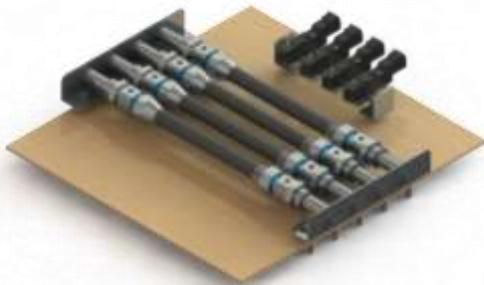


Рисунок 5. Система изменения геометрии

На рисунке 6 представлена пневматическая система управления геометрией корпуса робота.

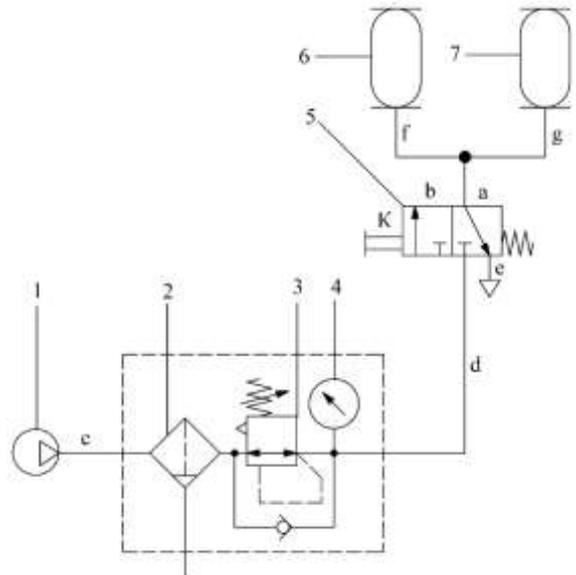


Рисунок 6. Пневматическая система

От компрессора (1) по линии (с) сжатый воздух проходит в блок подготовки, включающий в себя фильтр с отводом конденсата (2), регулятор давления (3) и манометр (4). Регулятор давления (3) настраивался в диапазоне от 0 до 6 бар. Значение давления подаваемого воздуха фиксировалось с помощью манометра (4). На выходе из блока подготовки по линии (d) воздух подавался в нормально закрытый пневматический распределитель 3/2 (5). После нажатия на кнопку К распределитель (5) переключался из положения а в положение b, сжатый воздух проходил по линиям (f) и (g), после чего попадал в рабочие полости интегрированных в алюминиевый корпус робота пневматических мускулов (6) и (7). Далее снимались значения горизонтальной и вертикальной составляющих деформации корпуса робота, данные заносились в таблицу. После чего, посредством пружинного возврата, распределитель (5) переключался из положения b в положение а, и осуществлялся сброс воздуха из рабочей полости пневмомускулов (6) и (7) по линии (е).

4 Экспериментальное исследование пневмомускулов

Для того, чтобы осуществлять управление геометрией корпуса робота, необходимо знать математическую модель основного исполнительного элемента системы. В связи с этим был проведен эксперимент, в ходе которого были получены данные об

изменении геометрических параметров пневматических мускулов от величины подаваемого в них давления. Полученные в ходе эксперимента данные представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Экспериментальные данные

Зависимость длины пневматического мускула от величины давления									
P, бар	0	1,6	2,0	2,8	3,6	4,0	4,8	5,2	6,0
h, мм	400	362	350	327	315	313	306	301	296
Зависимость диаметра пневматического мускула от величины давления									
P, МПа	0	1,6	2,0	3,2	4,0	5,2	6,0		
D, мм	22,30	28,50	31,80	35,70	36,30	38,40	39,00		

Для выявления функциональной зависимости длины пневматического мускула от величины подаваемого в рабочую полость давления необходимо произвести аппроксимацию экспериментальных данных.

Для аппроксимации экспериментальных данных зависимости длины пневматического мускула от величины подаваемого в него давления была выбрана квадратичная зависимость в силу того, что данная аппроксимация имеет наименьшую среднюю ошибку. Найдем коэффициенты a, b и c уравнения квадратичной регрессии $h(P) = aP^2 + bP + c$ из системы уравнений:

$$\begin{cases} a \sum P_i^2 + b \sum P_i + nc = \sum \square_i \\ a \sum P_i^3 + b \sum P_i^2 + c \sum P_i = \sum P_i \square_i \\ a \sum P_i^4 + b \sum P_i^3 + c \sum P_i^2 = \sum P_i^2 \square_i \end{cases}$$

После подстановки рассчитанных значений в систему уравнений, получим:

$$\begin{cases} 129,44a + 30,00b + 9,00c = 2970,00 \\ 611,904a + 129,44b + 30,00c = 9390,80 \\ 3065,98a + 611,90b + 129,44c = 39826,08 \end{cases}$$

Вычислим значения определителей $\Delta, \Delta_a, \Delta_b, \Delta_c$, а также коэффициентов уравнения квадратичной регрессии a, b и c (таблица 2).

Таблица 2 – Вычисленные значения определителей и коэффициентов

Δ	Δ_a	Δ_b	Δ_c	a	b	c
-26085,67	-61406,98	827545,33	-10483587,07	2,35	-31,72	401,89

Тогда искомое уравнение квадратичной регрессии, показывающее зависимость длины пневматического мускула от величины подаваемого в него давления имеет вид:

$$\square(P) = 2,35P^2 - 31,72P + 401,89$$

Построим и сравним графики полученной квадратичной зависимости и экспериментальных данных в программе MathCAD (рисунок 7).

Построим и сравним графики полученной квадратичной зависимости и экспериментальных данных в программе MathCAD (рисунок 7).

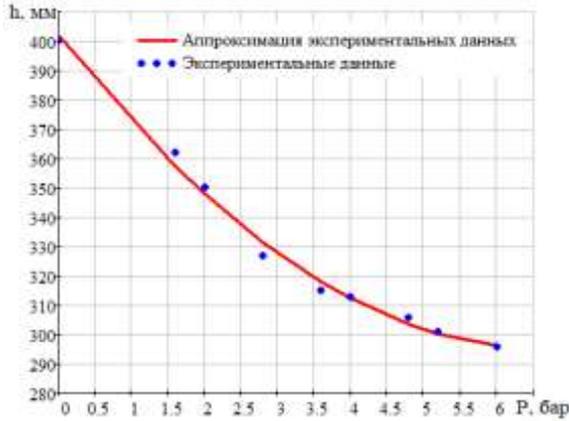


Рисунок 7. Сравнение экспериментальных данных с расчетными

Произведем оценку средней ошибки аппроксимации полученной функциональной зависимости. Средняя ошибка аппроксимации вычисляется по формуле:

$$\bar{A} = \frac{1}{n} \sum \left| \frac{h_i - h(P_i)}{h_i} \right| \cdot 100\% \approx 0,65\%$$

Для аппроксимации экспериментальных данных зависимости диаметра пневматического мускула от величины

подаваемого в него давления также была выбрана квадратичная зависимость в силу того, что данная аппроксимация имеет наименьшую среднюю ошибку.

Найдем коэффициенты a, b и c уравнения квадратичной регрессии

$y = ax^2 + bx + c$ из системы уравнений:

$$\begin{cases} a \sum P_i^2 + b \sum P_i + nc = \sum D_i \\ a \sum P_i^3 + b \sum P_i^2 + c \sum P_i = \sum P_i D_i \\ a \sum P_i^4 + b \sum P_i^3 + c \sum P_i^2 = \sum P_i^2 D_i \end{cases}$$

После подстановки рассчитанных значений в систему уравнений, получим:

$$\begin{cases} 95,84a + 22,00b + 7,00c = 232,00 \\ 465,47a + 95,84b + 22,00c = 802,32 \\ 2410,57a + 465,47b + 95,84c = 3588,86 \end{cases}$$

Аналогичным образом, были вычислены значения определителей $\Delta, \Delta_a, \Delta_b, \Delta_c$, а также коэффициентов уравнения квадратичной регрессии a, b и c. Результаты вычислений представлены в таблице 3.

Таблица 3 – Вычисленные значения определителей и коэффициентов

Δ	Δ_a	Δ_b	Δ_c	a	b	c
-16395,68	7061,70	-88389,53	-362288,83	-0,43	5,39	22,10

Тогда искомое уравнение квадратичной регрессии, показывающее математическую зависимость диаметра пневматического мускула от величины подаваемого в него давления, имеет вид:

$$h(P) = 2,35P^2 - 31,72P + 401,89$$

Построим и сравним графики полученной квадратичной зависимости и экспериментальных данных в программе MathCAD (рисунок 8):

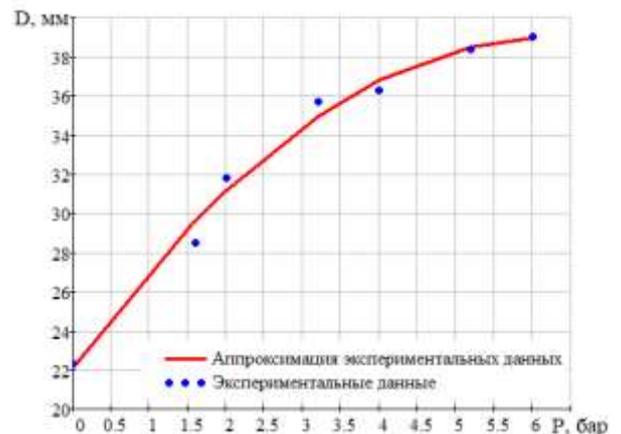


Рисунок 8. Сравнение экспериментальных и расчетных данных

Произведем оценку средней ошибки аппроксимации полученной функциональной зависимости.

Средняя ошибка аппроксимации вычисляется по формуле:

$$\bar{A} = \frac{1}{n} \sum \left| \frac{\square_i - \square(P_i)}{n} \right| \cdot 100\% \approx 0,65\%$$

5 Заключение

Была разработана система управления подводным роботом с изменяемой геометрией корпуса. Данная система управления реализована в виде отдельных модулей на испытательном стенде, предназначенном для дальнейших исследований в области динамики и виброакустики обтекания тел. Также были проведены экспериментальные исследования зависимости основных геометрических параметров пневматических мышц от величины давления. После этого полученные экспериментальные данные были аппроксимированы с помощью регрессионного анализа, и получены функциональные зависимости длины и диаметра пневматического мускула от величины подаваемого давления.

6 Благодарности

Работа выполнена при поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (грант 1.7914.2017/8.9, 0777-2017-000 4).

Список использованных источников

- [1] Bandyopadhyay R. Trends in Biorobotic Autonomous Undersea Vehicles / R. Bandyopadhyay // IEEE Journal of Oceanic Engineering. – 2005. - Vol. 30, №. 1. - P. 109-139.
- [2] Ayers J. Architectures for Adaptive Behavior in Biomimetic Underwater Robots / J. Ayers // Northeastern University. – 2004. - P. 9.
- [3] Lu J. C. Z. A new type of under water turbine imitating fish-fin for under water robot / J. C. Z. Lu, W. Chen, L. Wang // Robot. - 2000. - 22(5). - P. 427-432.
- [4] Xie H. Z. D. Control System Design and Realization of Bionic Underwater Vehicle Propelled by the Long Flexible Fin Undulation / H. Z. D. Xie, Shen L. // Journal of Control & Automation. - 2006. - 22(8-2). - P. 218-221.
- [5] Eriksen C. C. Seaglider: a long-range autonomous underwater vehicle for oceanographic research / C. C.

Eriksen, T. J. Osse, R. D. Light, T. Wen, T. W. Lehman, P. L. Sabin, J. W. Ballard, A. M. Chiodi // IEEE J. Ocean. Eng. – 2001. - 26(4). - P. 424-436. doi:10.1109/48.972073.

[6] Mahmoudian N. Underwater Glider Motion Control / N. Mahmoudian, C. A. Woolsey // IEEE Conf. on Decision Control. - 2008. - P. 552- 557.

[7] Crespi A. Swimming and Crawling with an Amphibious Snake Robot, in Robotics and Automation / A. Crespi at. al. // ICRA Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on. - 2005. - P. 3024 – 3028.

[8] Crespi A. Amphibot I: an amphibious snakelike robot / A. Crespi at. al. // Robotics and Automation Systems. - 2005. - 50(4). - P. 163-175.

[9] Ayers J. Architectures for Adaptive Behavior in Biomimetic Underwater Robots / J. Ayers // Northeastern University. – 2004. - P. 9.

[10] Tohngui L. Analysis of hydrodynamic noise around acoustic modem on the AUV using Hybrid LES-Lighthill Method / L. Tohngui, W. Yanhui, G. Zhu, // Advanced Material Research. – 2012. – Vols. 546-547. - P.176-181. ISSN: 1662-8985.

[11] Gafurov S. Semi-natural test bench for buoyancy variation system of underwater robots investigations / S. Gafurov, V. Salmina, P. Greshnyakov, A. Mukhametzyanov, H. Handroos, // Proceedings of the 24th International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2017, London, UK. 2017.

**Galushko I.D.,
Salmina V.A.,
Makaryants G.M.**

**DEVELOPMENT OF A TEST BENCH FOR TESTING THE
UNDERWATER ROBOT CONTROL SYSTEM WITH VARIABLE
GEOMETRY OF THE BODY**

Samara University
Moskovskoe Shosse,34
Samara, Russian Federation
443086
neeva2804@gmail.com
salmina.va@yandex.ru
georgy.makaryants@gmail.com

For underwater robots in the past three decades, the problem of energy efficiency and acoustic noiselessness has arisen sharply. The solution of these problems is inextricably linked with the solution of the problems of dynamics and vibroacoustics arising in the flow of a liquid under the flow of underwater bodies. These problems include the problem of the pressure pulsations occurrence and velocity distributed over the surface of the object, as well as noise and vibrations caused by these pulsations. To create energy-efficient and low-noise underwater robots, it is necessary to create methods for influencing the structure of wall currents and the shape of the aerodynamic surfaces of the robot in order to reduce its surface friction, as well as impedance. In this paper, we consider the development of an experimental bench for testing the main executive systems of an underwater robot with an anisotropic hull, including a buoyancy variation system, a trim and roll change system, and a hull geometry changing system.

Key words: *Pneumatic muscle; underwater robotics; anisotropic body; pneumatic; variable geometry; experimental test bench, mathematical model*

References

- [1] Bandyopadhyay, R. (2005), "Trends in Biorobotic Autonomous Undersea Vehicles", *IEEE Journal of Oceanic Engineering*, vol. 30, no. 1, pp. 109-139.
- [2] Ayers, J. (2004), *Architectures for Adaptive Behavior in Biomimetic Underwater Robots*, Northeastern University, pp. 9.
- [3] Lu, J.C.Z., Chen, W. and Wang, L. (2000), "A new type of under water turbine imitating fish-fin for under water robot", *Robot*, vol. 22, issue 5, pp. 427-432.
- [4] Xie, H.Z.D. and Shen, L. (2006), "Control System Design and Realization of Bionic Underwater Vehicle Propelled by the Long Flexible Fin Undulation", *Journal of Control & Automation*, vol. 22, issue 8-2, pp. 218-221.
- [5] Eriksen, C.C., Osse, T.J., Light, R.D., Wen, T., Lehman, T.W., Sabin, P.L., Ballard, J.W. and Chiodi, A.M. (2001), "Seaglider: a long-range autonomous underwater vehicle for oceanographic research", *IEEE J. Ocean. Eng.*, vol. 26, issue 4, pp. 424-436. doi:10.1109/48.972073.
- [6] Mahmoudian, N., Woolsey, C.A., (2008). "Underwater Glider Motion Control", *IEEE Conf. on Decision Control*, pp. 552- 557.
- [7] Crespi, A. et al. (2005), "Swimming and Crawling with an Amphibious Snake Robot", *Robotics and Automation, ICRA Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on*, 2005, pp. 3024 – 3028.
- [8] Crespi, A. et al. (2005), "AmphiBot I: an amphibious snakelike robot", *Robotics and Automation Systems*, vol. 50, issue 4, pp. 163-175.
- [9] Ayers, J. (2004), *Architectures for Adaptive Behavior in Biomimetic Underwater Robots*, Northeastern University, p. 9.
- [10] Tohnghui, L., Yanhui, W. and Zhu, G. (2012), "Analysis of hydrodynamic noise around acoustic modem on the AUV using Hybrid LES-Lighthill Method", *Advanced Material Research*, vol. 546-547, pp.176-181. ISSN: 1662-8985.
- [11] Gafurov, S., Salmina, V., Greshnyakov, P., Mukhametzyanov, A. and Handroos, H. (2017), Semi-natural test bench for buoyancy variation system of underwater robots investigations, *Proceedings of the 24th International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2017*, London, UK.

Н. Н. Ромашов,г. Санкт-Петербург,
Российская Федерация,
194021**М.А.Ермилов
Е.Н. Ермилова,
А.Н. Видяскина,**Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С.П. Королева
Московское шоссе, 34,
г. Самара, Российская Федерация,
443086
ermilova6488@gmail.com**РАЗРАБОТКА И АПРОБАЦИЯ МЕТОДИКИ
РАСЧЁТА ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА И
ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ДРОССЕЛЬНО-РЕГУЛИРУЮЩЕЙ АРМАТУРЫ
ГИДРОСИСТЕМ**

В статье рассматривается методика оценочного расчета гидродинамического шума и виброакустических характеристик запорно-регулирующей арматуры дроссельного типа. Выделены основные параметры, определяющие адекватность и точность методики, определение которых возможно лишь экспериментальным путем. К числу таких параметров относят: акустический КПД, зависящий от режимов работы клапана, эквивалентная площадь контакта возбуждённого турбулентного потока с внутренними стенками арматуры и механический импеданс клапана в точках его крепления. В статье подробно описан способ определения механического импеданса клапана.

Ключевые слова: Гидравлические системы; запорно-регулирующая арматура; расходно-перепадные характеристики; шум и вибрация гидравлических клапанов; гидравлическое сопротивление; эластичный запорный элемент; проточная часть клапанной арматуры

1 Введение

При работе сложных корабельных гидравлических систем различного назначения возникают интенсивные пульсации давления рабочей среды, распространяющиеся по всей системе в виде гидродинамического шума (ГДШ) и возбуждающие механические вибрации трубопроводов, и арматуры, а также присоединённых механических конструкций. Вибрационные и связанные с ними шумовые характеристики окружающей среды арматуры гидросистем относят к их виброакустическим характеристикам (ВАХ). К судовым приборам, клапанам и арматуре предъявляются повышенные требования по ВАХ и ГДШ. В целях их удовлетворения разработчики помимо доработки известных приборов, арматуры и установки на их выходе глушителей шума идут на применение принципиально новых схем дроссельно-запорной арматуры. Одним из

таких решений является использование эластичного дросселирующего элемента с подачей в специально предусмотренную полость управляемого давления газа или жидкости. В настоящей статье предпринята попытка прогнозирования виброакустических характеристик подобных конструкций, за счёт разработки обобщенной методики прогнозирования и расчета ВАХ и ГДШ дроссельно-запорной арматуры.

2 Методика оценочного расчёта ГДШ и ВАХ гидросистем

В основе методики лежит имеющее чёткую физическую трактовку допущение, что основным источником колебаний и шума перспективного клапана с эластичным элементом является возмущённая высокоскоростной струёй рабочая среда гидросистемы. Алгоритм расчёта спектров ГДШ и ВАХ по разработанной методике

представлен на рисунке 1. При разработке алгоритма был использован стандарт ИЕС 534-8-4 [1].

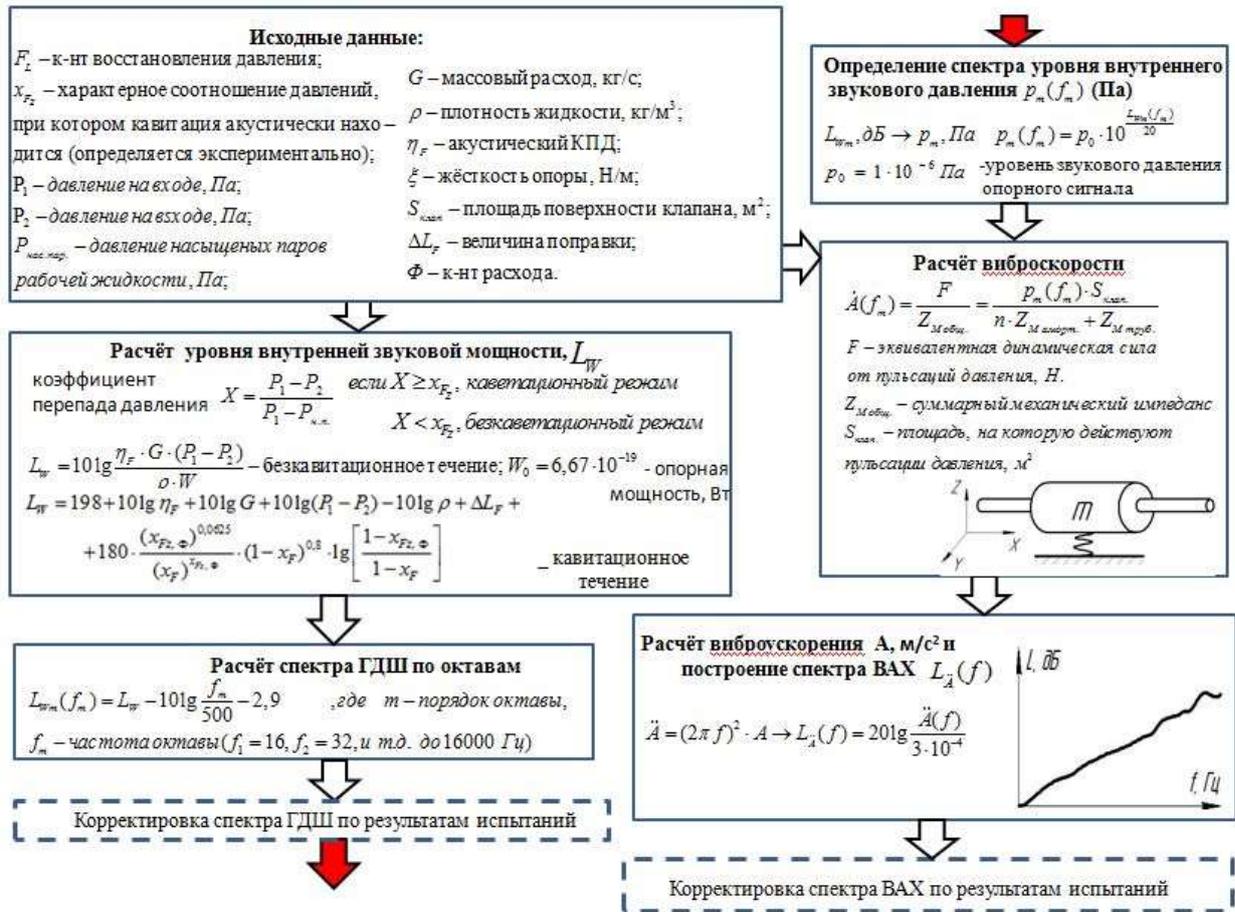


Рисунок 1. Обобщённый алгоритм расчета ГДШ и ВАХ клапана при рабочей среде "вода"

В качестве исходных данных в методике учитываются его конструктивные, гидравлические и акустические параметры. Они представлены в виде безразмерных параметров. Также учитываются режимные параметры течения через клапан. На первом этапе проводится расчёт уровня внутренней звуковой мощности L_w в зависимости от наличия кавитации и акустического КПД клапана. Последний как правило выбирается из справочных данных для клапанов подобного типа. Однако значение КПД по литературным данным колеблется в широких пределах, что значительно снижает достоверность расчёта, в связи с чем их следует выбирать из значений известных малошумных клапанов.

На втором этапе выполняется расчёт спектра ГДШ по октавам, при этом получают линейную зависимость $L_{wm}(f_m)$. Линейная функция $L_{wm}(f_m)$ является убывающей с наклоном -3дБ/окт .

На третьем этапе спектр ГДШ корректируется по результатам испытаний. При отсутствии экспериментальных данных по спектрам ГДШ проводится их косвенная коррекция по результатам вибрационных испытаний клапана (т.е. по ВАХ).

Далее на четвертом этапе находится спектр уровня внутреннего звукового давления в паскалях, по которому рассчитывается спектр виброскорости (этап 5). При этом предполагается известной информация о механическом импедансе в точках контроля виброскорости. Оценка

такого импеданса может быть проведена экспериментально или численно: в пакетах программ ANSYS или SolidWorks. Предполагается также известной площадь внутренней поверхности клапана и трубопровода, на которую воздействует нестационарный поток рабочей среды.

По спектру виброскорости на шестом этапе определяют спектр виброускорения, т.е. ВАХ прибора. Завершается методика коррекцией ВАХ по результатам испытаний.

Изложенная выше методика имеет следующий ряд ограничений и допущений.

1. Вибрация клапана рассмотрена в одномерной постановке по направлению оси амортизаторов оси Z.

2. Не учтена боковая Y и осевая X составляющая колебаний опор клапана.

3. Не учтена акустическая нагрузка по входному и выходному участку трубопровода. Акустическая нагрузка на входе и выходе зависит от частоты колебаний. В зависимости от того, что подсоединено (ёмкость, длинный трубопровод, насос и т.д.), акустической волне создаётся препятствие по распространению. Волны одних частот (для которых звуковой импеданс минимален) проходят беспрепятственно, а для других, наоборот, присоединённые системы могут создавать барьер. Эти явления могут повлиять на возникновение резонансов в системе «клапан – присоединённая нагрузка».

4. Не учтена распределённость параметров колебаний по длине трубопровода.

5. Не учтены высшие формы собственных частот системы "клапан – присоединённые трубопроводы".

6. Фактическая деформация может иметь более сложную, несимметричную форму, причём при определённых условиях могут возникнуть автоколебания эластичного элемента, приводящие к увеличению ГДШ.

Описанная выше методика предполагает экспериментальное определение трёх важнейших величин:

1. Акустического КПД, зависящего от режимов работы клапана и свойств жидкости.

2. Эквивалентной площади контакта возбуждённого турбулентного потока с внутренними стенками арматуры.

3. Механический импеданс (механическое сопротивление дросселя $Z_{\text{мех}}$) клапана в точках его крепления.

Поскольку определение любой из указанной величин представляет значительные экспериментальные трудности, то в настоящей статье мы остановимся на измерении механического импеданса.

3 Определение механического сопротивления дросселя $Z_{\text{мех}}$

Для повышения точности расчёта спектра ГДШ и ВАХ дросселя с эластичным элементом необходимо экспериментально определить входное механическое сопротивление дросселя $Z_{\text{мех}}$. Механическое сопротивление представляет собой отношение динамической силы F_{gi} к виброскорости v_i по конкретной оси i . Так как $Z_{\text{мех}}$ частотно-зависим, необходимо его определить для каждой третьоктавной полосы [2]:

$$Z_{\text{мех}i}(\omega) = \frac{F_{gi}(\omega)}{V_i(\omega)} = \frac{\omega F_{gi}(\omega)}{W_i(\omega)}, \quad (1)$$

где $W_i(\omega)$ – виброускорение элемента, определяемое по его ВАХ.

Оценку входного импеданса дросселя $Z_{\text{мех}}(\omega)$ можно также производить по формуле [2]:

$$Z_{\text{мех}}(\omega) = \left| jM\omega + \frac{\gamma}{j\omega} \right|, \quad (2)$$

где M – масса дросселя и 1/3 массы присоединённых трубопроводов;

γ – жёсткость опор дросселя и присоединённых трубопроводов (опорных и неопорных связей дросселя);

$j = \sqrt{-1}$ – мнимая единица.

Для экспериментального определения механического импеданса дросселя необходимо использовать (рисунок 2):

- подвешенный вибровозбудитель;
- импедансную головку состоящую из датчика силы и виброускорения (рисунок 3);
- измерительный комплекс;
- генератор и усилитель для вибровозбудителя.

После сборки стендовой установки для определения механического сопротивления необходимо:

1. Сгенерировать сигнал определённой частоты и подать его через усилитель на вибровозбудитель.
2. После этого записать виброускорения и силы на заданной частоте.
3. Повторить 1 и 2 пункт изменяя частоту сигнала.
4. После того как значение силы и виброускорения определено на всех необходимых частотах (1/3 октавы с 5 до 10000Гц), находим зависимость механического сопротивления от частоты.

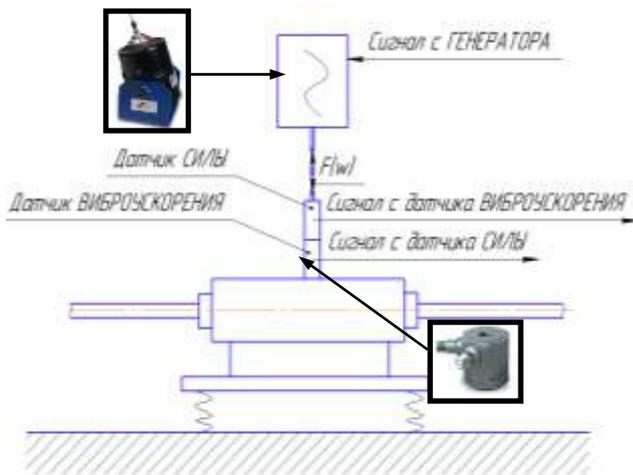


Рисунок 2. Схема экспериментальной установки определения механического импеданса дросселя

Разработанная выше методика апробирована на примере клапана с эластичным трубчатым элементом, разработанного в АО «Концерн «НПО «Аврора». Принципиальная схема клапана и объемная модель опытного образца показаны на рисунках 3 и 4 соответственно

[3]. Особенности функционирования клапана также приведены в работе [3].

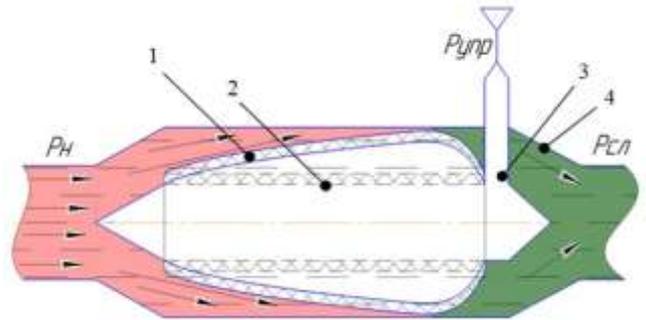


Рисунок 3. Принципиальная схема клапана-дросселя с эластичным трубчатым элементом (ЭТЭ):

- 1 - исходное (недеформированное) состояние ЭТЭ; 2 – состояние ЭТЭ в при работе клапана; 3 – подвод управляющей рабочей среды; 4- выходная магистраль клапана.

Особенности расчёта гидравлических характеристик гидравлических устройств, учитывающих эластичность их податливых стенок, рассмотрены в работах [5] и [6].

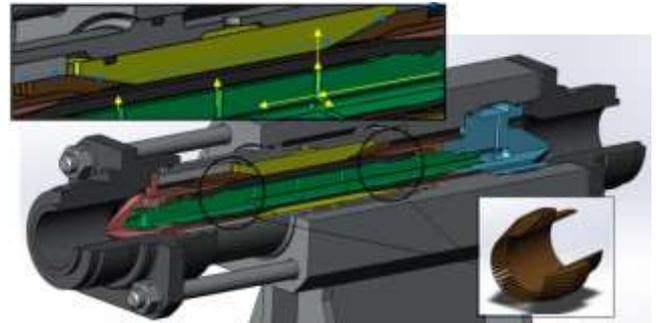


Рисунок 4. Объемная модель дросселя с эластичным трубчатым элементом

На рисунке 5 изображён процесс измерения механического импеданса.

Получившийся спектр модуля механического импеданса монотонно уменьшается с увеличением частоты (рисунок 6). Из данной частотной зависимости можно сделать вывод об инерционном характере импеданса механических частей клапана, что свидетельствует о работе амортизаторов клапана в зарезонансной области.



Рисунок 5. Установка для измерения механического импеданса

Получившийся спектр модуля механического импеданса монотонно уменьшается с увеличением частоты (рисунок 6). Из данной частотной зависимости можно сделать вывод об инерционном характере импеданса механических частей клапана, что свидетельствует о работе амортизаторов клапана в резонансной области.

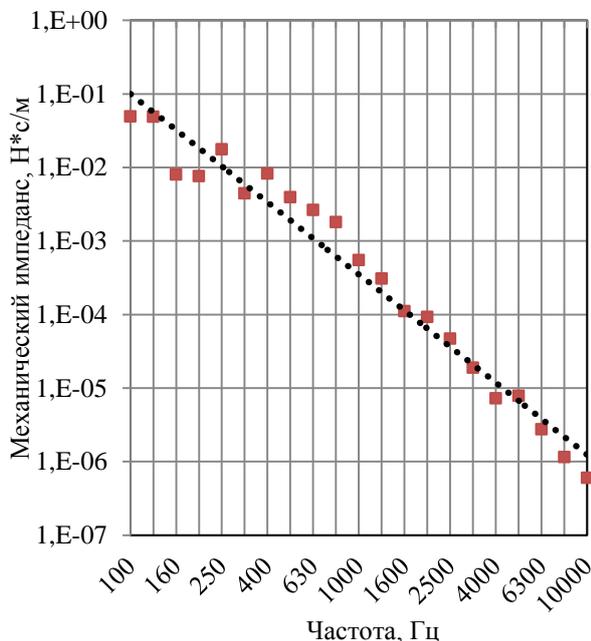


Рисунок 6. Спектр механического импеданса

Заключение

Предложена методика расчёта и оценки виброакустических характеристик запорно-

регулирующей арматуры дроссельного типа. Приведён подробный алгоритм указанной методики, позволяющей определять гидродинамический шум дроссельного устройства и его вибрационные характеристики. Выделены основные параметры, определяющие адекватность и точность методики, определение которых возможно лишь экспериментальным путем. Установлено, что число таких параметров – 3 и к ним относятся: акустический КПД, зависящий от режимов работы клапана, эквивалентная площадь контакта возбуждённого турбулентного потока с внутренними стенками арматуры и механический импеданс клапана в точках его крепления. В статье подробно описан способ определения механического импеданса клапана. В дальнейшем авторы планируют публикацию методов и средств определения остальных вышеуказанных параметров, определяющих точность и достоверность предлагаемой методики.

Список использованных источников

- [1] IEC 534-8-4, Industrial-process control valves - Part 8: Noise considerations - Section 4: Prediction of noise generated by hydrodynamic flow, International standard, 1994.
- [2] Попков В.И., Попков С.В. Колебания механизмов и конструкций / В.И. Попков, С.В. Попков - СПб.: Сударыня, 2009. - 490 с.
- [3] Крючков А.Н. Исследование гидравлических и виброакустических характеристик перспективного клапана-дросселя с рабочим органом в виде эластичного трубчатого элемента / А.Н. Крючков, Н.Н. Ромашов, М.А. Ермилов, М.В. Баляба // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – Самара, 2017. - Т. 16. - №4. - С. 82-90.
- [4] Волобуев А.Н. Течение жидкости в трубках с эластичными стенками / А.Н. Волобуев // Успехи физических наук. - 1995. - Т. 165. - № 2. - С. 177–186.
- [5] Григулецкий В.Г. Коэффициенты сопротивления при течении турбулентного потока вязкой жидкости в кольцевом зазоре двух соосных цилиндрических труб / В.Г. Григулецкий, Ю.П. Савельев // Научно-технические ведомости СПбГПУ. - 2017. - Т. 23. - №1. - С. 82–89. DOI: 10.18721/JEST.230108.

INVESTIGATION OF HYDRAULIC AND VIBROACOUSTIC CHARACTERISTICS OF A PERSPECTIVE VALVE WITH THE WORKING BODY AS A ELASTIC TUBE ELEMENT

Nikolay N. Romashov

St. Peterburg, Russian Federation,
194021

**Mihail A. Ermilov,
Anna N. Vidyaskina,
Elena N. Ermilova**

Samara University
34, Moskovskoe shosse,
Samara, Russian Federation
443086
ermilova6488@gmail.com

The article deals with the design of a perspective throttle valve with an elastic tubular element designed to reduce the vibration and noise of hydraulic systems, which are subject to increased requirements for vibroacoustic characteristics. The analysis of known similar devices is carried out and the design of the valve-throttle is proved. A detailed analysis of the deformed state of the elastic tubular element is performed and the relationship between the deformations of this element and the hydraulic parameters of the working medium in the flowing part of the valve is shown. The experimental flow characteristics of the valve under study are analyzed, the analysis of which has made it possible to identify the parts of the characteristics at which the constant flow rate remains constant when the pressure drop across the valve changes. The substantiation of this feature of the hydraulic characteristics of a valve with an elastic element is given. The ways of further research directions of the prospective valve are shown.

Key words: *hydraulic systems; shut-off valves; flow and differential characteristics; noise and vibration of hydraulic valves; hydraulic resistance; elastic locking element; flow valve part*

References

- [1] IEC 534-8-4, Industrial-process control valves - Part 8: Noise considerations - Section 4: Prediction of noise generated by hydrodynamic flow, International standard, 1994.
- [2] Popkov, V.I. and Popkov, S.V. (2009), "Kolebaniya mekhanizmov i konstruksiy" [The vibrations of mechanisms and designs], *Sudarynya*, St. Petersburg, Russian Federation, 490 p.
- [3] Kryuchkov, A.N., Romashov, N.N., Ermilov, M.A. and Balyaba, M.V. (2017), "Investigation of hydraulic and vibroacoustic characteristics of a prospective valve with an elastic tubular element used as the working body", *Vestnik of Samara university. Aerospace and mechanical engineering*, vol. 16, no. 4, pp. 82-90.
- [4] Volobuev, A.N. (1995), "Techeniye zhidkosti v trubkakh s elastichnymi stenkami" [The flow of liquid in tubes with elastic walls], *Successes of physical sciences*, vol. 165, no. 2, pp. 177–186.
- [5] Griguletskiy V.G. and Savel'ev U.P. (2017), "Resistance coefficients during a turbulent flow of a viscous fluid in the annular gap of two coaxial cylindrical pipes" [Coefficients of resistance during the flow of a turbulent flow of a viscous fluid in the annular gap of two coaxial cylindrical tubes], *St.Petersburg State Polytechnical University Journal*, vol. 23, no.1, pp. 82–89. DOI: 10.18721/JEST.23.

Вдовин В. С.,
Галушко И. Д.,
Ляшенко Е. С.,
Сафин А. И.

Самарский национальный
исследовательский университет
имени С.П. Королева
ул. Московское шоссе, д. 34,
г. Самара, Российская Федерация,
443086
vdowin.vladik@yandex.ru
ilyagaluschko@yandex.ru
liashenkoeugene@yandex.ru
safin.ai@ssau.ru

РАЗРАБОТКА МЕРОПРИЯТИЙ ПО СНИЖЕНИЮ ШУМА КОМПРЕССОРА

В работе описаны мероприятия по определению уровня звукового давления компрессора и подбору эффективных конструкций звукоизоляции. На основе уровней акустической мощности компрессора в специализированном программном обеспечении рассчитаны толщина и материал однослойной и многослойной конструкции звукоизоляционного корпуса компрессора. Уровни звукового давления компрессора сопоставлены с нормами по СНиП 23-03-2003. Проанализированы между собой звукоизолирующие свойства в однослойной (свинца и алюминия) конструкции и свойства в многослойной (из "Акустик Баттс" и ряда изолирующих материалов) конструкции. Приведены рекомендации по разработке звукоизолирующей конструкции компрессора. Рекомендации по звукоизоляции компрессора позволяют проектировать вибростимуляторную установку для лечения атрофии мышцы, частью которой является компрессор.

Ключевые слова: Звукоизоляция; эксперимент; звуковое давление; акустическая мощность; воздушный шум; компрессор

1 Введение

В настоящее время применение любого вида техники в различных организациях ограничивается рядом требований. В медицинских учреждениях недопустимо использовать технику, имеющую уровень звукового давления (УЗД) выше нормированного, так как это пагубно влияет на работников и пациентов. Внедрение медицинских аппаратов (например, вибростимуляторов для лечения атрофии мышц и контрактуры) связано, в том числе, с достижением норм по шуму в помещениях [1]. Для применения оборудования в учреждениях требуется разработка звукоизолирующих конструкций. Звукоизолирующие конструкции, а также материал, из которого они изготовлены зависят от акустических свойств компрессора, а также от утвержденных требований учреждения, где установлен компрессор. Следовательно, для разработки звукоизолирующей конструкции компрессора необходимо определение средних УЗД, пересчет его в уровни звуковой мощности (УЗМ) в октавных полосах частот, а также расчет и подбор

звукоизолирующего материала. В работе стоит цель обеспечения снижения шума компрессора до нормированных значений путем расчета и выбора оптимальной однослойной и многослойной изоляции. Поскольку звукоизлучение компрессора выше нормированных значений ограничивает его внедрение в учреждения, то таким образом, данная задача является актуальной.

2 Экспериментальное оборудование и метод определения шумовых характеристик

Предметом исследования и также источником шума является компрессор мембранного типа (рисунок 1) как часть вибропневмостимулятора, предназначенного для лечения атрофии мышц и контрактуры. Характеристики компрессора представлены в таблице 1[5].

Таблица 1. Характеристики компрессора

Производительность, л/мин	15-50
Давление, кПа	до 20
Частота работы, Гц	50
Потребляемая мощность, Вт	18
Габаритные размеры, мм	160x125x115

Вес, кг	2,5
---------	-----

Исследования проводились по ГОСТ 12.1.024-81 «Шум. Определение шумовых характеристик источников шума в заглушенной камере» [2].

Для экспериментального исследования УЗД давления необходимо следующее оборудование:

- шумомер;
- источник шума (компрессор);
- заглушенная камера.

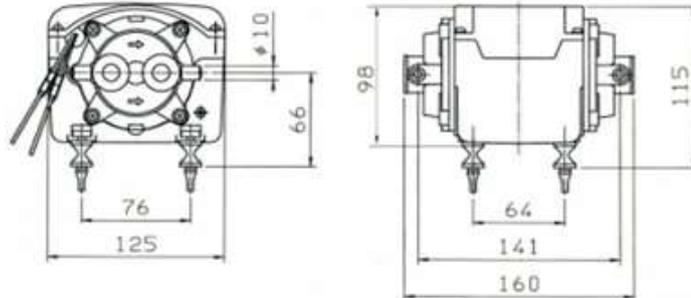


Рисунок 1. Габаритные размеры компрессора

Измерения производились в заглушенной камере на кафедре «Автоматические системы энергетических установок» Самарского университета.

В качестве шумомера используется измеритель

многофункциональный «Экофизика», объединяющий в себе функции шумомера, многоканального виброметра и анализатора спектра [3]. Схема установки для экспериментального исследования УЗД от компрессора представлена на рисунке 2.

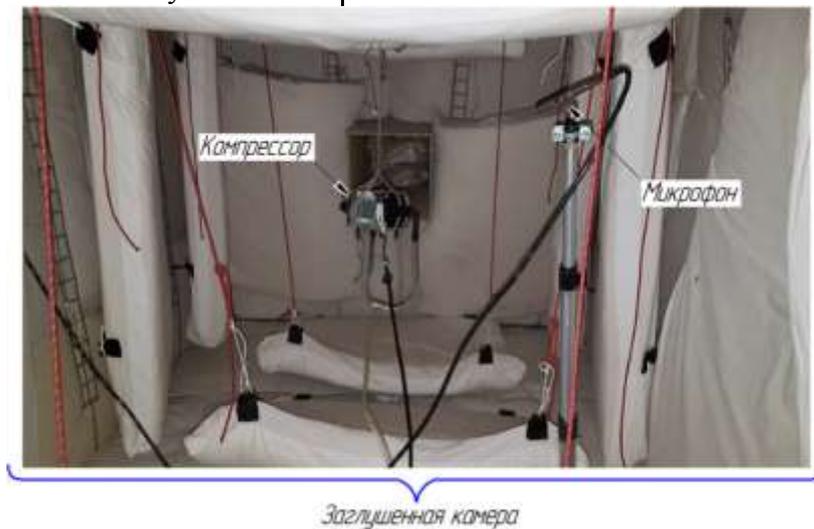


Рисунок 2. Внешний вид экспериментальной установки

Заглушенная камера имеет следующие размеры: ДхШхВ (3х2,1х1,9 м). На момент измерения температура воздуха в помещении составляла 20°C, а относительная влажность 35%. Настройка микрофона осуществлялась посредством его установки в точке измерения и

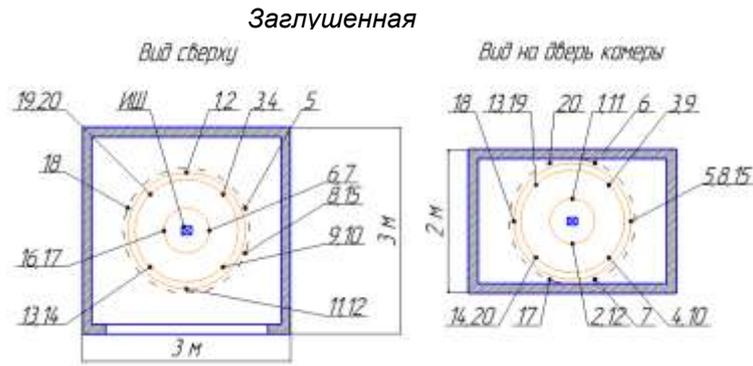
ориентировании в направлении испытываемого предмета исследования, далее не менее 40 с в одной точке измеряется звуковое давление, после чего его значение обнуляется.

Компрессор имеет выхода в виде трубок, из которых впоследствии выходит рабочий

воздух. Данные выхода были объединены в толстый шланг и выведены из рабочей камеры так, чтобы влияние выходов компрессора на измерение было минимальным.

[1] Точки измерения расположены на условной поверхности сферы, при этом центр сферической поверхности совпадает с геометрическим центром источника шума.

Радиус поверхностей в каждой точке больше или приблизительно равен удвоенному максимальному размеру источника шума. При измерениях на сферической измерительной поверхности следует использовать 20 точек, расположенных симметрично на двух полусферах (рисунок 3).



(1–20) – точки измерения, ИШ – источник шума

Рисунок 3. Схема расположения точек измерения в заглушенной камере

3 Экспериментальные исследования

В результате измерений УЗД в октавных полосах частот получен массив данных по 20 точкам, в таблицу 2 сведены минимальные и максимальные значения.

Средний уровень звукового давления в октавных полосах частот L_m при

равномерном распределении точек измерения на измерительной поверхности вычисляется по формуле:

$$L_m = 10 \lg \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_i} \right)$$

Результаты вычисления среднего уровня звукового давления при различных частотах представлены в таблице 3.

Таблица 2. Средние уровни звукового давления компрессора

Частота	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L_m , дБ	47,0	59,5	75,5	75,5	82,5	76,4	64,7	62,9	59,1

Полученные значения среднего уровня звукового давления приведены в сравнении с нормами допустимого шума.

Так как компрессор будет использоваться в больничных палатах стационарных медицинских учреждений, в качестве

нормированных значений принимают УЗД в палатах больниц и санаториев, взятых из СНиП 23-03-2003 «Защита от шума» [1]. Зависимость нормированных значений УЗД в палатах больниц представлена в таблице 4.

Таблица 3. Нормированные значения уровня звукового давления в палатах больниц

Частота	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
с 7.00–23.00	76,0	59,0	48,0	40,0	34,0	30,0	27,0	25,0	23,0
с 23.00–7.00	69,0	51,0	39,0	31,0	24,0	20,0	17,0	14,0	13,0

Зависимость среднего уровня звукового давления от компрессора, а также

нормированные значения в палатах больниц от частоты представлена на

рисунке 4.

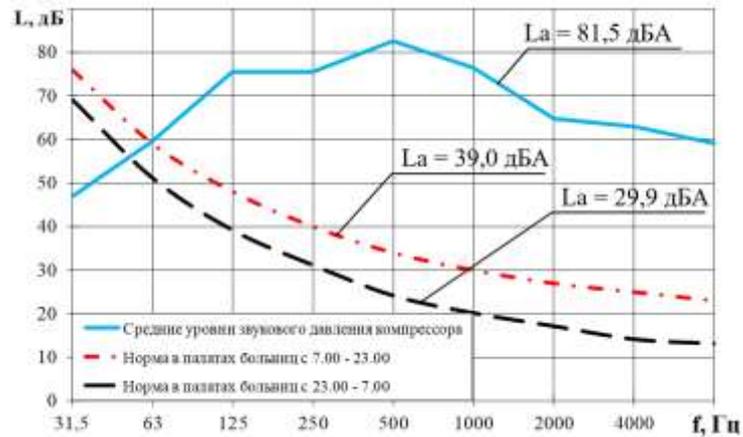


Рисунок 4. Средний УЗД компрессора и нормированных значений в палатах больниц

Из рисунка 4 следует, что средний уровень звукового давления от компрессора находится за пределами нормы от 63 Гц и выше. Поэтому с целью снижения кривой ниже норм необходимо подобрать звукоизоляцию воздушного шума ограждающей конструкции R .

4 Определение материала звукоизолирующей конструкции

Первоначально вычислен УЗМ, который в октавных полосах частот L_p вычисляется по формуле:

$$L_p = L_m + 10 \lg S / S_0,$$

где L_m – средний уровень звукового давления в октавных полосах частот, дБ;

S – площадь измерительной поверхности, m^2 ;

$$S_0 = 1 m^2;$$

Результаты вычисления УЗМ в октавных полосах частот представлены в таблице 4. Затем вычислен октавный уровень звукового давления L в расчетных точках в изолируемом помещении по формуле:

$$L = L_p - R + 10 \lg S - 10 \lg V_u - 10 \lg k,$$

Таблица 4. Уровень звуковой мощности компрессора

Частота, Гц	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L_p , дБ	51,9	64,4	80,5	80,4	87,5	81,4	69,7	67,9	64,1

где L_p – УЗМ, дБ;

R – изоляция воздушного шума ограждающей конструкцией, через которую проникает шум, дБ;

S – площадь ограждающей конструкции, m^2 ;

V_u – акустическая постоянная изолируемого помещения, m^2 ;

k – коэффициент, учитывающий нарушение диффузности звукового поля в помещении.

Путем подбора величины R достигнуты октавные уровни звукового давления, находящиеся в пределах нормы в палатах больниц с 7.00 до 23.00 (см. таблицу 4). Результаты вычисления УЗД L в октавных полосах частот представлены в таблице 5. Зависимость нормированных УЗД в палатах больниц (с 7.00 до 23.00) и УЗД компрессора представлены на рисунке 5.

Таблица 5. Уровень звукового давления компрессора

Частота	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L , дБ	59,8	57,2	47,4	38,7	33,1	29,4	26,2	23,9	22,2

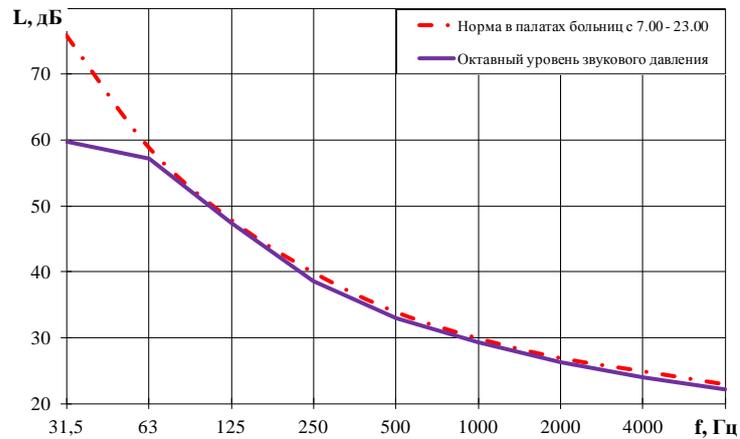


Рисунок 5. Зависимость среднего уровня звукового давления от компрессора, нормированных значений в палатах больниц и октавного уровня звукового давления в полосах частот

Результаты вычисления звукоизоляции воздушного шума R в октавных полосах частот в специализированном программном обеспечении представлены в таблице 6.

Таблица 6. Значения изоляции воздушного шума

Частота	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
R , дБ	5,0	20,0	45,0	53,0	65,0	62,0	53,0	53,0	51,0

Расчет звукоизоляции также проводился через специализированную программу, позволяющую определить толщину и ориентировочный тип материала для бесконечной пластины.

Для начала программа была проверена, путем предварительного расчета имеющейся

изоляции из алюминия толщиной 4 мм, а затем измерения уровня шума данного компрессора в этой изоляции. Данные расчета и эксперимента показаны на рисунке 6.

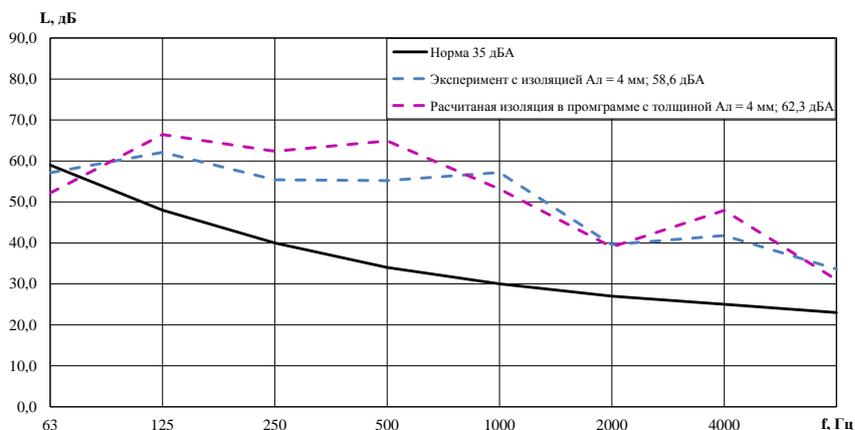


Рисунок 6. Данные расчетные и экспериментальные для изоляции из алюминия толщиной в 4 мм

На рисунке 6 видно, что рассчитанные и экспериментальные данные имеют малый разброс, используя данную программу можно рассчитывать звукоизоляцию с высокой точностью.

Таким образом, определены материалы звукоизоляции для компрессора – свинец и

алюминий (см. таблицу7), являющиеся типичными материалами звукоизолирующих конструкций [4].

Зависимость расчетной и подобранной при различных материалах изоляций воздушного шума в полосах частот представлена на рисунке 7.

Таблица 7. Характеристики звукоизолирующей пластины из алюминия и свинца

Параметр	Свинец	Алюминий
Толщина, мм	25	120
Плотность, кг/м ³	14300	2700
Модуль Юнга, ГПа	17	66
Коэффициент Пуассона	0,44	0,32
Коэффициент потерь	0,05	0,05

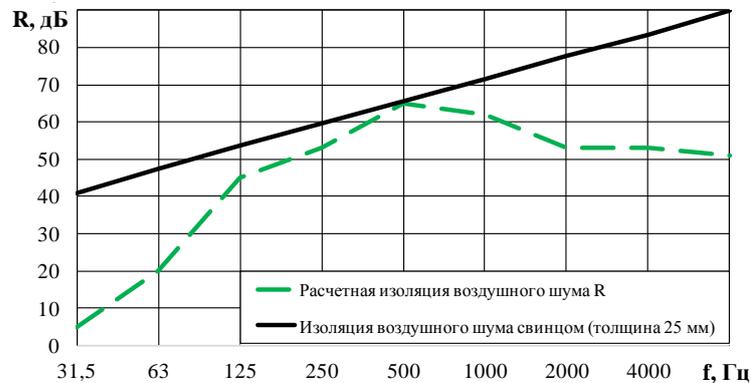


Рисунок 7. Индекс звукоизоляции воздушного шума R

Как видно из рис. 7 пластина из свинца обладает достаточной звукоизоляцией при минимальной толщине (h=25 мм). Ввиду высокой плотности необходимо рассмотреть многослойные изолирующие конструкции [4].

Основой многослойных изолирующих конструкций является звукопоглощающий

материал, который дополняется изолирующими конструкциями по бокам [4]. В работе как звукопоглощающий материал используется "Акустик Баттс". В виде изолирующих конструкций используются гипсовый, стальной и алюминиевый листы.

Таблица 8. Характеристики звукоизолирующей многослойной конструкции

Параметр	"Акустик Баттс"	Гипс	Сталь	Алюминий
Плотность, кг/м ³	-	800	7750	2700
Модуль Юнга, ГПа	-	4,1	200	72
Коэффициент Пуассона	-	0,3	0,3	0,33
Фактор потерь	-	0,01	0,0001	0,1
Удельное сопротивление, кПа·с/м ²	1,27	-	-	-

Были рассчитаны многослойные конструкции с основой "Акустик Баттс" с толщиной 50, 100, 150 мм и изоляции из гипса, стали и алюминия с толщинами от 2 мм до 20 мм. На рис. 8 представлена

расчетная изоляция воздушного шума и зависимости изоляции 3-х вариантов многослойной конструкции с основой "Акустик Баттс" ($h=50$ мм) в октавных полосах частот.

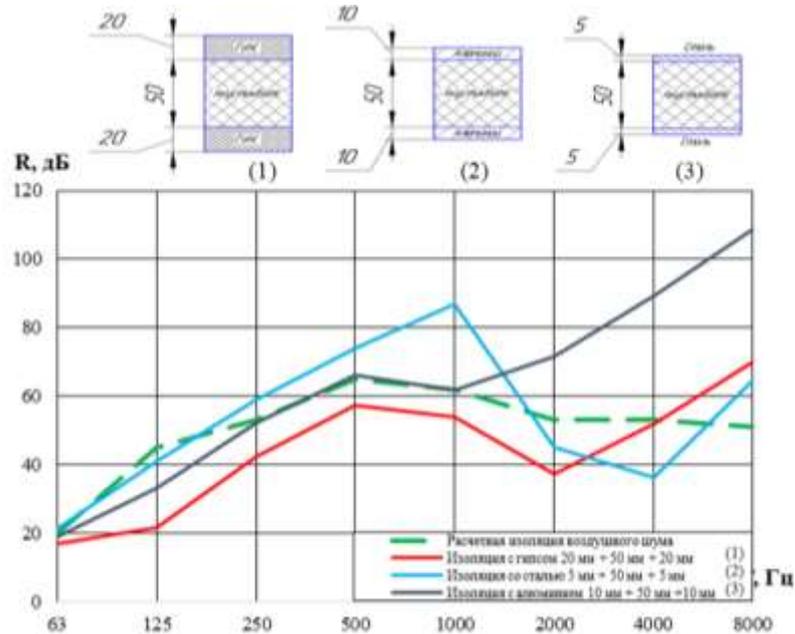


Рисунок 8. Индекс звукоизоляции воздушного шума R в многослойной конструкции

Таким образом, из расчетных многослойных конструкций (в количестве двадцати штук) по критериям изоляции и массогабаритов наиболее эффективными многослойными конструкциями показали себя варианты с основой "Акустик Баттс" 50 мм и толщиной боковой изоляции 5-10 мм. При этом с лучшей изоляцией - 2 вариант, самый легкий - 1 вариант и малогабаритный - 2 вариант.

5 Заключение

В работе определены уровни звукового давления компрессора и на основании сравнения с дневными нормами уровня шума в палатах больниц установлено, что необходима эффективная изоляция компрессора. На основе акустической мощности компрессора посредством расчета определено, что в отличие от однослойной конструкции изоляции более эффективна

будет многослойная конструкция. По критериям наилучшей изоляции и малогабаритности можно выделить многослойную конструкцию с основой из звукопоглотителя стандартной толщины 50 мм и материалом боковой изоляции из стали толщиной 5 мм.

6 Благодарности

Коллектив авторов благодарит за консультацию профессора кафедры АСЭУ А.А. Иголкина и профессора кафедры АСЭУ Г.М. Макарьянца.

Работа выполнена при поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (грант 1.7914.2017/8.9, 0777-2017-000 4).

Список использованных источников

[1] СНиП 23-03-2003 Защита от шума // М.: Госстрой России, ФГУП ЦПП, 2004. – С. 1-36.

[2] ГОСТ 12.1.024-81 (СТ СЭВ 3076-81) Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Шум. Определение шумовых характеристик источников шума в заглушенной камере. Точный метод // М.: ИПК Издательство стандартов, 1996. – С. 1-9.

[3] ЭКОФИЗИКА. URL: <http://www.octava.info/ecophysica> (дата обращения 28.05.2019).

[4] Звукоизоляция и звукопоглощение: Учеб. Пособие для студентов вузов / Л. Г. Осипов, В. Н. Бобылев, Л. А. Борисов [и др.] // М.: ООО «Издательство Астрель», 2004. - С. 328-343.

[5] SECON воздуходувки: каталог [Электронный ресурс]. - URL: www.bibus.ch (дата обращения 26.11.2019).

Vladislav S. Vdovin,
I`ya D. Galushko,
Evgeniy S. Lyashenko,
Artur I. Safin

Samara University
Moskovskoe Shosse,34, Samara,
443086
vdovin.vladik@yandex.ru
neeva2804@gmail.com
32569101100@mail.ru
artursafin1988@gmail.com

DEVELOPMENT OF MEASURES TO REDUCE THE NOISE OF THE PNEUMATIC COMPRESSOR

In this paper, we obtained experimental data on the soundproofing properties of the single-layer and multi-layer construction of the compressor in order to develop a soundproofing structure for a compressor of a refrigerating chamber, installed in hospital wards of inpatient medical institutions. The results of data processing are compared with the "Noise Protection" standard. The sound-insulating properties of lead and aluminum in single-layer design and properties of steel, aluminum, plaster and "Akustik Batts" in multilayer structures were determined and compared with each other, the choice of material for the design of the sound-insulating structure of the compressor of the refrigerating chamber was justified.

Key words: Sound isolation; experiment; sound pressure; sound power; air noise; compressor

References

- [1] SNiP SNiP 23-03-2003 "Zashchita ot shuma" (2004), Gosstroy Rossii, FGUP TSPP, Moscow, Russian Federation, pp. 1-36.
- [2] GOST 12.1.024-81 (ST SEV 3076-81) (1996) "Sistema standartov bezopasnosti truda" (SSBT), Shum. Opredeleniye shumovykh kharakteristik istochnikov shuma v zaglushennoy kamere. Tochnyy metod, IPK Izdatel'stvo standartov, Moscow, Russia Federation, pp. 1-9.
- [3] ECOPHYSICS. URL: <http://www.octava.info/ecophysica> (accessed 05.28.2019).
- [4] Osipov, L.G., Bobylev, V.N., Borisov, V.N. et al. (2004), *Zvukoizolyatsiya i zvukopogloshcheniye* [Sound insulation and sound absorption], M.: OOO «Izdatel'stvo Astrel'», 2004. - pp. 328-343.
- [5] "SECOH: vozdukhoduvki catalog", available at: <https://www.bibus.ch> (Accessed 26 November 2019).

Рекадзе П.Д.,
Родионов Л.В.

Самарский национальный
исследовательский университет
имени С.П. Королева
ул. Московское шоссе, д. 34,
г. Самара, Российская Федерация
443086
rekadze.pd@ssau.ru
rodionov@ssau.ru

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА АКУСТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПОЛИМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ В КОНСТРУКЦИИ НАСОСА

В работе описаны меры по снижению уровня акустического излучения малорасходного шестеренного насоса внешнего зацепления. На основе эксперимента на стендовой установке проведена оценка акустической эффективности применения роторов из материала РЕЕК в конструкции шестеренного насоса при оборотах приводного вала 1000...2500 об/мин и давлении нагнетания 3...12 бар. Для сравнения в статье приведена акустическая эффективность через относительную разность акустического излучения насоса с компоновками роторов «сталь-сталь» и «сталь-РЕЕК». Также приведен обзор методов и способов снижения механического шума зубчатой передачи, оценено демпфирование современных конструкционных полимерных материалов на основе полиамида, полиацетали, полифениленсульфида и полиэфирэфиркетона в сравнении с традиционными материалами машиностроения – сталь, алюминий, чугун серый. Предложены рекомендации по применению полимерных материалов в конструкции насоса.

Ключевые слова: шестеренчатый насос; акустика; полимерные материалы; демпфирование

1 Введение

Как известно, природа возникновения шума в шестеренчатых насосах носит механический и гидродинамический характер [1]. Гидродинамическая составляющая шума изучена достаточно подробно, разработан ряд конструктивных мер [2] для снижения шума такого рода, в то время как снижению механической составляющей не уделяется достаточного внимания.

Одной из основных причин повышенной виброакустической нагруженности шестеренчатого насоса является процесс механического зацепления зубьев роторов.

Снижение акустической нагруженности в источнике шума можно достичь путём использования элементов насоса из материалов с большими внутренними потерями. Традиционные материалы роторов шестеренчатого насоса имеют невысокую демпфирующую способность. Такого недостатка лишены современные конструкционные полимерные материалы (ПМ) с большим (чем у сталей) коэффициентом потерь механической энергии.

В работе для снижения акустической нагруженности шестеренного насоса (ШН) используется метод снижения акустической нагруженности в источнике за счёт использования ПМ в его конструкции вместо традиционных материалов. Поэтому в работе проведено экспериментальное исследование звукоизлучения ШН с элементами из ПМ.

Цель работы: оценка акустической эффективности применения современных ПМ в конструкции шестеренчатого ШН.

Задачи исследования:

1. Анализ методов и способов снижения механического шума ШН.
2. Оценка характеристик демпфирования современных конструкционных ПМ.
3. Экспериментальное исследование влияния материала элемента малорасходного насоса на акустические характеристики ШН.
4. Разработка рекомендаций по применению ПМ в конструкции насоса.

Анализ основных направлений снижения механического шума ШН [1] показал, что малошумность передачи в основном достигается повышением точности и класса

обработки исполнения элементов зубчатого зацепления. Стоит отметить, что материал звукоизоляции корпуса также играет немаловажную роль (рисунок 1).



1- сталь, 2 – чугун, 3- полиамид

Рисунок 1. Средний уровень звукового давления передачи в корпусах из различных материалов (300-500 об/мин)

Также к снижению шума и вибрации ШН ведет использование фланкирования и разношаговости в зубчатой передаче или оптимизации профиля зуба [3,4].

Температурный градиент поверхности зубчатого венца и температура плавления ПМ – основные факторы, лимитирующие работу передачи из ПМ [5].

Анализируя как серийные, так и экспериментальные насосы роторного типа (шестеренные и героторные), сделан вывод о конструктивной применимости в них деталей из ПМ.

Проанализировав конструкции 22 насосов (объемных и лопастных) с элементами и покрытиями из ПМ наиболее ряда производителей [6-10], представим распределение количества элементов из ПМ в соответствии с основными элементами насосов (рисунок 2).

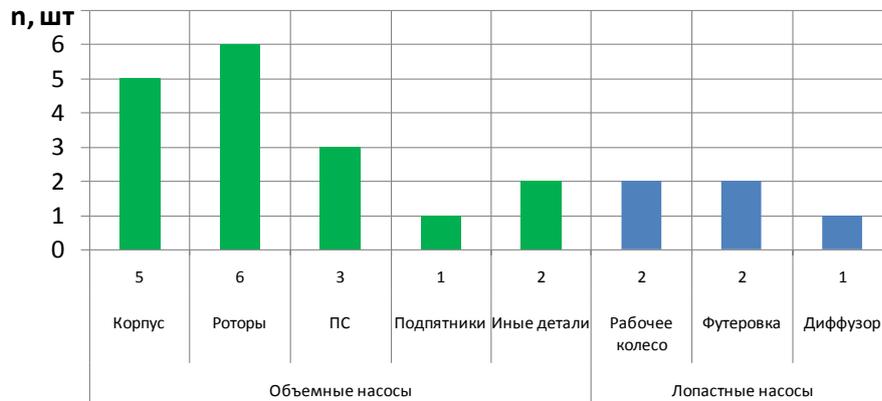


Рисунок 2. Распределение количества элементов из полимерных материалов в зависимости от элементов насосов

Таким образом, наибольшее количество элементов из ПМ среди 22 насосов объемного типа было реализовано в корпусах и роторах, у насосов лопастного типа – распределение близко к равномерному между элементами.

Представляет интерес частота использования ПМ в элементах насосов (рисунок 3).

Наиболее распространенные ПМ в обзоре всех работ: полиэфирэфиркетон (PEEK), полифениленсульфид (PPS), полифтоламид (PPA), политетрафлюороэтилен (PTFE), полифениленоксид (PPO), полиэтилен (PE), полипропилен (PP), поливинилиденфторид (PVDF).

Элементы насоса		Объемного типа	Материал								
			PEEK	PPS	PPA	PTFE	PPO	PE	PP	PVDF	
Элементы насоса	Объемного типа	Корпус		+	+						
		Роторы	+	+	+	+					
		ПС	+	+							
		Подпятники	+	+							
		Иные детали	+								
	Лопастного типа	Рабочее колесо						+			
		Диффузор						+			
		Футеровка							+	+	+

Рисунок 3. Частота использования материалов в соответствии с элементом насоса

Анализ насосов с элементами из ПМ показал, что чаще всего в объемном типе насосов подвергается замене ведомый и ведущий ротор, корпус [6,7] выполняются из ПМ, а в насосах лопастного типа – рабочее колесо, диффузор и футеровка проточной части [8-10].

Рассеивающая способность материала играет огромную роль в динамическом поведении конструкции. Она характеризует ослабление собственных колебаний, снижение амплитуд при вынужденных колебаниях и сглаживание напряжений в зоне концентрации при колебаниях [11].

К современным ПМ с наилучшими физическими, механическими и химическими свойствами можно отнести ПМ группы полиэфирэфиркетонов (PEEK) и полифениленсульфидов (PPS).

Для оценки характеристик демпфирования материалов используется тангенс угла механических потерь $tg\delta$. Анализ литературы по характеристикам демпфирования и паспортов производителей современных ПМ [12,13] приведен на рисунке 4.

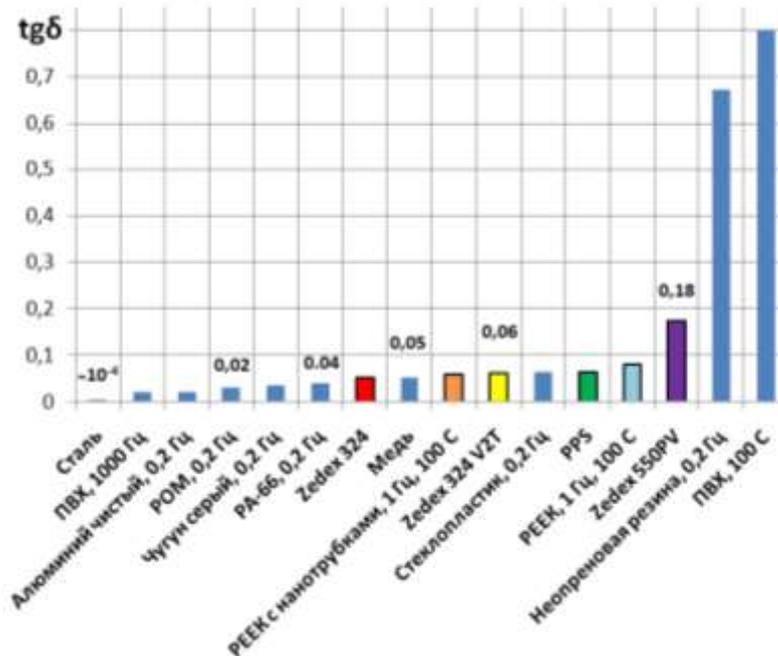


Рисунок 4. Тангенс угла механических потерь различных материалов

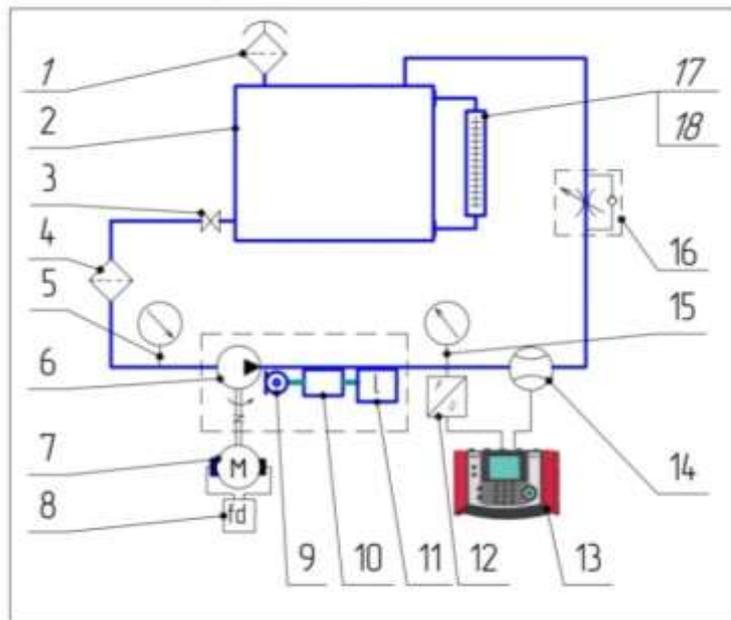
Анализируя $tg\delta$ вышеприведенных материалов (рисунок 2), можно утверждать, что:

- $tg\delta$ материалов на основе РЕЕК (Zedex 324, Zedex 324 V2T и др.) в 10 раз больше, чем у стали (основного материала ротора насоса), в 2 раза больше, чем у алюминия, в 1,7 раза больше, чем у серого чугуна, в 1,5 раза больше, чем у меди (основы для производства бронзовых подшипников скольжения для насоса);

- ненаполненный «чистый» РЕЕК (на рисунке 2 – «РЕЕК, 1 Гц, 100 0С») обладает большим коэффициентом потерь ($tg\delta=0,080$), чем РЕЕК с наполнителями (Zedex 324, РЕЕК с нанотрубками, Zedex 324 V2T, Zedex 550PV):
 $tg\delta=0,052$;

- у современных ПМ (Zedex 324, Zedex 324 V2T) $tg\delta$ приблизительно в 2 раза больше, чем у основных конструкционных ПМ 1970-х – 1990-х гг. (РА и РОМ).

Исследования влияния ПМ элемента насоса на его акустические характеристики проводились в лабораторном помещении с помощью шумомера на стендовой установке, принципиальная схема которой приведена на рисунке 5.



1 – воздушный фильтр, 2 – бак, 3 – кран, 4 – фильтр грубой очистки, 5 – вакуумметр, 6 – шестеренный микронасос, 7 – привод, 8 – частотный преобразователь, 9 – микрофон, 10 – измерительная система, 11 – ноутбук, 12 – датчик давления, 13 – портативный регистратор данных HYDAC, 14 – расходомер, 15 – манометр, 16 – дроссель с обратным клапаном, 17 – уровнемер, 18 – термометр

Рисунок 5. Принципиальная схема стенда

Акустическая нагруженность насоса оценивалась по эквивалентному уровню и рассчитывалась как отношение разницы звукового давления, излучаемого насосом с разными компоновками роторов («сталь-сталь» и «сталь-РЕЕК») к компоновке «сталь-сталь»:

$$\bar{L}_{\text{эке}} = \frac{L_{\text{эке}}_{\text{сталь}} - L_{\text{эке}}_{\text{РЕЕК}}}{L_{\text{эке}}_{\text{сталь}}} \cdot 100\% \quad (1)$$

Испытуемый источник шума – малорасходный шестеренный насос с характеристиками, приведенными в таблице 1.

Таблица 1 - Характеристики шестеренного микронасоса

Характеристики	Ед. изм.	Значение
Давление на выходе	МПа	до 3
Давление на входе	МПа	до 0,1
Производительность, при n=1500 об/мин	л/мин	0,3
Частота вращения номинальная	об/мин	1000
КПД объёмный	%	0,85
Тип гидравлического масла	-	HLP 46
Рабочая температура жидкости	°С	-20...60
Размеры ШН, Д*Ш*В	мм	45*45*45

Режимы работы ШН при | эксперименте приведены в таблице 2.

Таблица 2 - Режимы работы ШН

Параметр	Значение			
Частота вращения (n), об/мин	1000	1500	2000	2500
Давление на выходе из насоса (P _{вых}), бар	3	6	9	12

Для эксперимента был использован ШН с компоновками роторов «сталь-полимер» и «сталь-сталь».

Результаты эксперимента приведены на роторной и зубцовых частотах ШН (рисунок 6), в зависимости от оборотов привода ШН (рисунок 7), в зависимости от выходного давления ШН (рисунок 8).

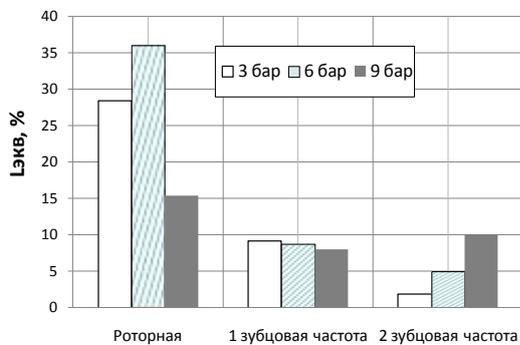


Рисунок 6. Акустическая эффективность на частотах рабочего процесса насоса при n=1000 об/мин

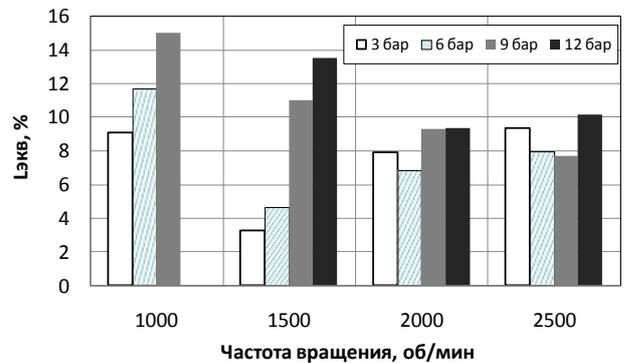


Рисунок 7. Акустическая эффективность использования полимерного материала

На режимах с большей частотой вращения увеличение выходного давления незначительно влияет на эффективность.

На рисунке 8 виден рост акустической эффективности применения компоновки "сталь-полимер" с ростом выходного давления на низких частотах привода. На

режимах с большими скоростями вращения эффективность растёт с меньшей скоростью.

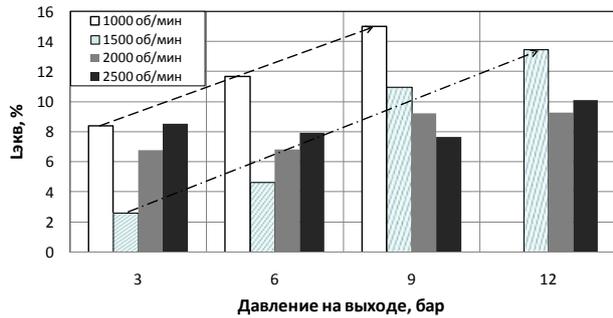


Рисунок 8. Акустическая эффективность использования полимерного материала

Как видно из рисунков 6-8 акустическая эффективность составила 2,5...37 % в зависимости от рабочих частот работы ШН, оборотов привода и выходного давления ШН.

Результаты измерений энергетических параметров ШН показали, что объёмный КПД ШН для компоновки "сталь-пластик" составил (0,53...0,87), для компоновки "сталь-сталь" - (0,67...0,92) в зависимости от режима нагружения.

В ШН роторы, подшипники скольжения (ПС) и корпус воспринимают наибольшие ударные нагрузки. Поскольку нет экспериментальной базы по оценке виброакустической эффективности применения отдельно каждого из вышеприведенных элементов (из ПМ) в конструкции насоса, то возможно теоретически оценивать эффективность данных элементов по $\text{tg}\delta$, а практически снижение механической энергии оценивать по вибронгруженности агрегата посредством вибродиагностики.

2 Заключение

В ходе выполнения работы получены следующие результаты и сделаны выводы:

1) наиболее эффективные меры снижения нагрузки в зубчатой передаче (в 2,7 раза): фланкирование зуба, применение разношаговости и асимметричного профиля зуба;

2) оценены характеристики демпфирования современных конструкционных материалов PEEK и PPS: тангенс угла механических потерь полимеров на основе PEEK и PPS в 10 раз больше, чем у стали;

3) на основании эксперимента акустическая эффективность применения пластикового ротора в ШН составила:

- (2,5...37) % на основных частотах работы микронасоса при разных частотах вращения привода в зависимости от нагрузки;

- (2,5...15) % по эквивалентному уровню звукового давления в зависимости от частоты вращения привода и выходного давления.

Объёмный КПД ШН для компоновки "сталь-пластик" составил (0,53...0,87), для компоновки "сталь-сталь" - (0,67...0,92) в зависимости от режима нагружения;

5) чаще в конструкции насоса стальные роторы заменяются на полимерные. Как правило, замене подвергаются оба ротора;

6) для получения более точных и достоверных результатов работы следует:

- уменьшить объёмные утечки насоса путём замены экспериментального ШН на серийный;

- использовать методику по оценке виброакустической нагруженности насоса посредством вибродиагностики;

- исследовать демпфирующие способности ПМ линейки PEEK, PPS и их модификаций на роторных частотах при разной температуре.

Поставленные в работе задачи решены полностью. Результаты работы следует применять при решении проблемы снижения виброакустической нагруженности технических систем, содержащих насосные агрегаты.

Список использованных источников

[1] Хекл М. Справочник по технической акустике [Текст] / М. Хекл, М.А. Мюллер. – Л.: Судостроение, 1980. - 214 с.

[2] Metalsi Tani, F., Study of feasibility of plastic gear to reduce noise in a gear pump [Текст] / Tani F.

Metalsi, A. Bourdim // *Advances in Production Engineering & Management*. – 2012. – Vol. 7. – P. 143-149.

[3] Балякин Б. В. Методы борьбы с вибрацией в упругих системах с зубчатыми колесами [Текст] / Б. В. Балякин // Вторая международная научно-техническая конференция «Динамика и виброакустика машин»: Сб. Докладов. – Самара: СГАУ. – 2014. – С. 291-300.

[4] Devendran R. S. Design potentials of external gear machines with asymmetric tooth profile [электронный ресурс] / R. S. Devendran, A. Vacca // *ASME/Bath Symposium on Fluid Power and Motion Control, FPMC2013 October 8-11*. – Sarasota, FL, USA. – 2013.

[5] Mao K. Walton Polymer gear surface thermal wear and its performance prediction [Электронный ресурс] / K. Mao, W. Li, C. J. Hooke, D. Walton // *Tribology International*. – 2010. – № 43. – P. 433–439.

[6] Magnetically coupled (Tuthill) [Электронный ресурс]. – Available at: <https://www.tuthillpump.com/dam/5259.pdf>, 2014.

[7] Donnini S. Replacement of metallic parts for polymer composite materials in motorcycle oil pumps [Текст] / S. Donnini, M. Cioffi, B. Carlos // *Journal of Reinforced Plastics and Composites*. – 2016.

[8] Насосное оборудование и фильтры (Belamos) [Электронный ресурс]. – Available at: https://belamos24.ru/category/skvazhinnye_nasosy/?yclid=1, 2013.

[9] Поверхностный центробежный многоступенчатый насос (Speroni water pumps) [Электронный ресурс]. – Available at: http://www.speroni.it/public/ru/prodotto_dett.php?id_az=22&id=62, 2015.

[10] Magnetic drive plastic pump Type FNP M (Pumpen) [Электронный ресурс]. – Available at: http://promhimtech.com/wp-content/uploads/2016/06/Горизонтальный-насос_FNPM-0311_eng-2.pdf, 2013. [11] Нашиф А. Демпфирование колебаний [Текст] / А. Нашиф // М.: Мир, 1988. – 448 с.

[12] Chung D. Review materials for vibration damping / D. Chung // *Journal of materials science*. – 2001. – № 36. – С. 5733 – 5737.

[13] Свойства материалов Zedex [Электронный ресурс]. – Available at: http://ipplastmassgrebe.kz/file/svoistva_zedex.pdf.

Pavel D. Rekadze,
Leonid V. Rodionov

Samara University
Moskovskoe Shosse, 34
Samara, Russian Federation
443086
rekadze.pd@ssau.ru
rodionov@ssau.ru

EXPERIMENTAL ESTIMATION OF ACOUSTIC EFFICIENCY OF APPLICATION OF POLYMERIC MATERIALS IN THE PUMP DESIGN

The paper describes measures to reduce the level of acoustic emission of a low-gear external gear pump. On the basis of the experiment on a bench installation, the acoustic efficiency using rotors were made from PEEK material in the design of a gear pump was evaluated when shaft speed was of 1000 ... 2500 rpm and a discharge pressure of 3 ... 12 bar. For comparison, the article presents the acoustic efficiency by the relative difference of the acoustic emission of the pump with configuration of the «steel-steel» and «steel-PEEK» rotors. It also provides an overview of methods for reducing mechanical noise in gears, damping of modern structural polymeric materials based on polyamide, polyacetal, polyphenylenesulfide and polyetheretherketone in comparison with traditional engineering materials - steel, aluminum, gray cast iron is estimated. Recommendations for using of polymeric materials in the design of the pump are proposed.

Key words: gear pump; acoustics; polymer materials; damping

References

- [1] Khekl, M. and Myuller, M.A. (1980), *Spravochnik po tekhnicheskoy akustike*, Sudostroyeniye, Leningrad, Russian Federation, 214 p.
- [2] Metalsi Tani, F. and Bourdim, A. (2012), “Study of feasibility of plastic gear to reduce noise in a gear pump”, *Advances in Production Engineering & Management*, vol. 7, pp. 143-149.
- [3] Balyakin, B.V. *Metody bor'by s vibratsiyey v uprugikh sistemakh s zubchatymi kolesami*, (2014), “Vtoraya mezhdunarodnaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya «Dinamika i vibroakustika mashin»”, SGAU, Samara, Russian Federation, 2014, pp. 291-300.
- [4] Devendran, R.S. and Vacca A., (2013), “Design potentials of external gear machines with asymmetric tooth profile” [Online], *ASME/Bath Symposium on Fluid Power and Motion Control, FPMC2013*, Sarasota, FL, USA, October 8-11, 2013.
- [5] Mao, K., Li, W. and C.J. Hooke, D. Walton, (2010), “Polymer gear surface thermal wear and its performance prediction”, *Tribology International*, no. 43, pp. 433–439.
- [6] Tuthill (2014), “Magnetically coupled”, available at: <https://www.tuthillpump.com/dam/5259.pdf> (Accessed 2014).
- [7] Donnini, S., Cioffi, M. and Carlos, B. (2016), “Replacement of metallic parts for polymer composite materials in motorcycle oil pumps”, *Journal of Reinforced Plastics and Composites*.
- [8] Belamos (2013), “Nasosnoye oborudovaniye i fil'try” available at: https://belamos24.ru/category/skvazhinnye_nasosy/?yclid=1 (Accessed 2013).
- [9] Speroni water pumps (2015), “Poverkhnostnyy tsentrobezhnyy mnogostupenchatyy nasos”, available at: http://www.speroni.it/public/ru/prodotto_dett.php?id_az=22&id=62 (Accessed 2015).
- [10] Pumpen (2013), “Magnetic drive plastic pump Type FNP M”, available at: http://promhimtech.com/wp-content/uploads/2016/06/Gorizonta'nyy-nasos_FNPM-0311_eng-2.pdf (Accessed 2013).
- [11] Nashif, A. (1988), *Dempfirovaniye kolebaniy*, Mir, Moscow, Russia Federation, 448 p.
- [12] Chung, D. (2001), “Review materials for vibration damping”, *Journal of materials science*, no. 36, pp. 5733 – 5737.
- [13] Svoystva materialov Zedex, available at: http://ipplastmass-grebe.kz/file/svoistva_zedex.pdf.

УДК 621.64

DOI: 10.18287/2409-4579-2019-5-3-37-40

Куличкова Е. А.,
Козлов В. А.,
Тюменцев Г. А.

**О ПОДХОДЕ К ОПРЕДЕЛЕНИЮ МЕРОПРИЯТИЙ ПО
ПОВЫШЕНИЮ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ
ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОВЕДЕНИЯ АКУСТИЧЕСКИХ
ИСПЫТАНИЙ**

АО «ЦТСС» КБ «Армас»
ул. Трефолева, д.4, к. 3,
Санкт-Петербург,
Российская Федерация,
198097

Институт водного транспорта
ФГБОУ ВО ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова,
ул. Двинская, 5/7,
г. Санкт-Петербург,
Российская Федерация,
198035
3903@sstc.spb.ru

Судовая трубопроводная арматура при проектировании и производстве подвергается разнообразным проверкам, в том числе и таким специфическим видам испытаний как акустические, необходимые для определения уровня шума, создаваемого изделием. При ужесточении требований, предъявляемым к перспективным объектам морской техники, повышаются требования к точности проводимых испытаний судовой трубопроводной арматуры, как источника акустического шума. С учетом того, что основное стендовое оборудование проектировалось и строилось более 30 лет назад, когда влияние внешних факторов (таких как воздействие вибрации, вызванное возросшей транспортной загруженностью и развитие метро) было не столь значительно, необходима комплексная проработка подходов, позволяющая повысить точность испытаний на имеющемся стендовом оборудовании, с учетом возросшего уровня внешних помех.

Ключевые слова: акустический стенд; акустические испытания; трубопроводная арматура

1 Введение

На протяжении всего жизненного цикла изделия судовой трубопроводной арматуры (от разработки до серийного изготовления и проведения ремонтных работ) проходят различные виды испытаний, необходимые для обеспечения подтверждения ее эксплуатационных характеристик, оценки ее качества и надёжности.

2 Теоретические исследования

В общем случае, в соответствии с ГОСТ 16504-81, испытания – это экспериментальное определение количественных и (или) качественных характеристик свойств объекта испытаний, как результата воздействия на него при функционировании, при моделировании объекта и (или) воздействий.

С учетом жёстких условий эксплуатации, разнообразия воздействующих факторов с широким диапазоном параметров воздействия и высокой значимости судовой трубопроводной арматуры, как одного из

ключевых компонентов судовых систем, к ней предъявляются особые требования которые определяют специфику испытаний, которые должна пройти судовая арматура для подтверждения своих свойств.

Испытания трубопроводной арматуры проводятся на специализированном испытательном стендовом оборудовании, представляющем собой комплекс, состоящий из технологических средств и средств измерения, оснастки, средств автоматизации процесса испытаний и коллективных средств защиты, обеспечивающих безопасность проведения технологического процесса испытаний. Одним из основных требований, предъявляемым к испытательным стендам – наличие аттестации в соответствии с ГОСТ Р 8.568-97 и ГОСТ РВ 0008-002-2013.

Одним из видов испытаний трубопроводной арматуры по ГОСТ Р 53402-2009 являются акустические испытания, посредством которых определяются ее виброшумовые характеристики, в том числе и верхний предел создаваемого звукового давления.

Испытания данного вида проводятся на стендах с использованием специальных аттестованных методик и аттестованного метрологического оборудования.

Следует отметить, что как на эксплуатирующихся, так и на перспективных проектах подводных лодок, к значительной части номенклатуры трубопроводной арматуры, как к источнику вибрации и шума, предъявляются жесткие требования по виброакустическим характеристикам. С учетом необходимости получения преимущества над силами потенциального противника в условиях развития систем гидроакустического наблюдения следует ожидать ужесточения требований к уровню шумности перспективных проектов подводных лодок, и как следствие, повышения доли арматуры, к которой будут предъявляться требования к создаваемому уровню шума и вибрации, так и повышения необходимой точности его измерения в процессе испытаний. Из этого следует, что в ближайшие годы потребность в проведении высокоточных акустических испытаний трубопроводной арматуры будет расти.

Стенд акустических испытаний КБ «Армас» был создан для испытаний арматуры более 30 лет назад. Для снижения собственного уровня шума, создаваемого стендом, циркуляция проводимой среды осуществляется не насосным оборудованием, которое является сильным источником шума и вибрации, а за счет контролируемого вытеснения требуемого объема проводимой среды из специального резервуара под воздействием воздуха повышенного давления.

Основными компонентами стенда являются: вытеснительная емкость, сливная емкость, соединительные трубопроводы, в которые устанавливается испытываемое изделие.

Стенд является уникальным за счет возможности испытаний изделий с условным проходом DN 10-250 мм, а также за счет отсутствия на территории РФ

подобных стендов с вытеснительной системой циркуляции проводимой среды.

Дополнительно, для снижения внутренних виброакустических помех стенда, применяется комплекс специальных средств: заградительные устройства для снижения уровня пульсаций давления, амортизированные виброзадерживающие массы, изолированные фундаменты оборудования и испытательного участка.

В настоящее время стенд аттестован, удовлетворяет требованиям, предъявляемым к испытательному оборудованию и успешно выполняет свои функции, но с учетом современных тенденций для проведения качественных акустических испытаний как разрабатываемой, так и серийно изготавливаемой трубопроводной арматуры для перспективных объектов морской техники необходимо повышение точности измерений, проводимых данным стендом.

Существующие собственные помехи стенда оказывают наибольшее влияние на эффективность проведения акустических испытаний. Дополнительно негативным образом на точность измерений сказываются следующие факторы:

- строительство и скорый ввод эксплуатацию новой ветки метро в районе расположения акустического стенда;
- наличие трамвайного сообщения и кольцевой автодороги в непосредственной близости от испытательного стенда;
- общее увеличение транспортной загруженности.

В связи с этим для обеспечения повышения эффективности проведения акустических испытаний, с учетом перспективных требований, необходимы комплексные мероприятия по снижению внутренних помех стенда.

Для разработки рекомендаций применен метод дедукции – переход от общего к частному. На первом этапе выделены для исследования основные составляющие компоненты стенда акустических испытаний: акустическая камера, изолированный фундамент, трубопроводная система, прочее инженерное оборудование,

обеспечивающее проведение испытаний на стенде. На основании данного разделения определены требуемые исследовательские и изыскательские работы:

- оценка степени изоляции акустической камеры от внутреннего и внешнего шума [1];
- исследование и оценка состояния грунтов основания и фундамента стенда акустических испытаний[2];
- анализ эффективности изоляции фундамента, основанные на результатах суточного мониторинга акустических помех стенда, с применением специальных образцов изолированного трубопровода;
- виброакустический мониторинг трубопроводной системы.

При выполнении данных работ требуется руководствоваться наиболее перспективными способами повышения эффективности проведения акустических испытаний на акустическом стенде. Особо важно получение актуальной информации о техническом состоянии акустического стенда, правильная оценка влияния антропогенных факторов на проведение испытаний, проработка конструктивно-технологических решений для повышения эффективности водоподготовки и определение пороговых значений уровня минимальных внутренних помех стенда.

3 Заключение

Учитывая предварительный анализ конструкции стенда акустических испытаний можно утверждать, что достижение снижения внутренних помех стенда может быть достигнуто за счет:

- снижения количества изгибов трубопровода, для увеличения протяженности прямолинейных участков;
- снижения количества изменений сечения в системе;
- установки гибких вставок;
- замена регулирующих клапанов в технологической схеме на малозумные.

Предложенные мероприятия позволят разработать рекомендации по модернизации

стенда и повысить экономическую эффективность проведения акустических испытаний судовой трубопроводной арматуры.

В перспективе, модернизацией стенда акустических испытаний, с учетом разработанных рекомендаций, возможно достигнуть:

- снижения трудоемкости проведения акустических испытаний;
- снижения длительности проведения испытаний, что позволит повысить пропускную способность стенда;
- снижения себестоимости проведения испытаний и, как следствие, увеличения прибыли предприятия.

Список использованных источников

[1] Козлов В. А. Некоторые особенности создания изоляции акустической камеры для высокоточного определения виброшумовых характеристик судовой арматуры / В. А. Козлов, Ю. А. Щелоков, М. О. Мягков // Судостроение. - СПб.: Изд-во. АО «ЦТСС», 2018. - №6.

[2] Берестовицкий Э. Г. Снижение вибрации и шума гидравлических приборов систем управления техническими средствами - СПб.: Астерион, 2008. - 316 с.

ABOUT AN APPROACH TO DETERMINING ACTIONS TO INCREASE THE TECHNICAL AND ECONOMIC EFFICIENCY OF ACOUSTIC TESTING

Kulichkova E.A.,

Kozlov V.A.,

Tyumentsev G.A.

Shipboard valves in the design and production are subjected to a variety of tests, including such specific types of tests as acoustic, necessary to determine the noise level created by the product.

With stricter requirements for perspective marine equipment, the requirements for the accuracy of tests conducted on ship pipeline fittings as a source of acoustic noise are increasing. Taking into account that the main bench equipment was designed and built more than 30 years ago, when the influence of external factors (such as the impact of vibration caused by the increased traffic load and the development of the metro) was not so significant, a comprehensive study of approaches is needed to increase the accuracy of tests on the existing stand equipment, taking into account the increased level of external interference.

JSC "SSTC"

The Russian Federation,

St. Petersburg,

st. Trefoleva, 4, building 3, 198097

Keywords : *acoustic bench, acoustic tests, pipeline fittings*

Admiral Makarov State University of
Maritime and Inland Shipping,

St. Petersburg,

ul. Dvinskaya, 5/7, 198035

3903@sstc.spb.ru

References

1. Kozlov, V.A., Schelokov, Yu.A., Myagkov, M.O. (2018), "Some features of creating acoustic chamber insulation for high-precision determination of vibration and noise characteristics of ship fittings", Shipbuilding, Publishing house. JSC «SSTC», vol. 6
2. Berestovitsky, E.G. (2008), "Decrease in vibration and noise of hydraulic devices of control systems of technical means", Asterion, P. 316.