



ДИНАМИКА И ВИБРОАКУСТИКА

Том 5, № 4 (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);

Линияма 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. Mukhametzyanova - 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. Strichek - 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

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РАБОЧЕГО ПРОСТРАНСТВА РОБОТА AR600E

Шахматов Е.В., Илюхин В.Н., Мезенцев Д. 6

РАЗРАБОТКА ПОДХОДА К УПРАВЛЕНИЮ СТРУКТУРОЙ ПРИСТЕНОЧНЫХ ТЕЧЕНИЙ

Макарьянц Г.М., Галушко И.Д., Салмина В.А 13

РАЗРАБОТКА И ВНЕДРЕНИЕ ВИБРОЗАЩИТНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ НА ОСНОВЕ МАТЕРИАЛА МР В ОТЕЧЕСТВЕННОЙ ЛОКОМОТИВНОЙ ТЕХНИКЕ

Давыдов Д.П., Лазуткин Г.В. 21

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ОБКАТКИ РОЛИКОМ НА ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ ВАЛОВ С НАПРЕССОВАННОЙ ВТУЛКОЙ

Павлов В.Ф., Вакулюк В.С., Сазанов В.П., Ефросинин А.В. 29

РАЗРАБОТКА ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДЛЯ ОЦЕНКИ РАСПРОСТРАНЕНИЯ НИЗКОЧАСТОТНОГО ЗВУКА В ГАЗОВОДАХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК С УЧЕТОМ ИСТОЧНИКОВ АКТИВНОЙ КОМПЕНСАЦИИ ЗВУКА

Васильев А.В. 36

ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РАБОЧЕГО ПРОСТРАНСТВА РОБОТА AR600E

**Шахматов Е.В.
Илюхин В.Н.
Мезенцев Д.А.**

Самарский университет
34, Московское шоссе,
Самара, Российская
Федерация
443086,
curucum@mail.ru

Рабочее пространство является одним из наиболее важных параметров для оценки гибкости робота и имеет важное значение для оптимизации конфигурации робота, планирования движения и управления. В статье предложена кинематическая модель манипулятора, основанная на его базовой структуре. Установлены системы координат соединений и получено прямое кинематическое решение с использованием методов Денавита-Хартенберга. На его основе рабочее пространство манипулятора анализируется методом Монте-Карло, на основе случайной вероятности и программного моделирования MATLAB для структурных параметров робота. Составлено облако точек рабочего пространства. Учитывая проблему недостаточной точности традиционного метода Монте-Карло при расчете рабочего пространства робота, был предложен улучшенный метод Монте-Карло с использованием Бета-распределения.

Ключевые слова: кинематика; Монте-Карло; рабочее пространство; AR600E

1 Введение

Рабочее пространство роботизированного манипулятора может быть определено как набор положений и/или ориентаций, которые могут быть достигнуты его рабочим органом, который обычно взаимодействует с окружающей средой. Изучение рабочего пространства очень важно для проектирования робота и планирования его перемещений и является важным критерием для оценки эффективности работы робота. Кроме того, рабочее пространство также является одним из индикаторов оценки рациональности конструкции роботизированного механизма. Расчет рабочего пространства робота с большим количеством степеней свободы, с открытой кинематической цепочкой очень сложен, существует три метода: аналитический, графический и численный.

Аналитический метод используется для расчета аналитических соотношений между рабочим пространством робота и структурными параметрами с использованием алгебраических уравнений. Это дает более точное описание рабочего пространства, но результаты анализа с

использованием аналитического метода не интуитивно понятны. Применение ограничено, так как включает сложные математические вычисления, включающие нелинейные уравнения и инверсию матриц, участвующих в кинематике роботов.

Графические методы используют графические методы построения для нахождения геометрической рабочей зоны робота. Хотя графический метод интуитивно понятен, процесс построения становится сложным по мере увеличения количества соединений, математические расчеты настолько сложны, что их сложно решить, а представление рабочего пространства не является исчерпывающим, а результат - не интуитивным и т.д. Эти методы не подходят для проекта робота с шестью степенями свободы. В данной статье представлен численный метод построения рабочего пространства робота методом Монте-Карло. Он используется для случайной выборки каждой обобщенной координаты робота, затем для каждой серии значений переменных совместной выборки решается задача прямой кинематики и получается набор позиций манипулятора. MATLAB использовался для создания интуитивно

понятной, быстрой, полной трехмерной и двумерной карты рабочего пространства. Это простой, практичный и практически универсальный численный метод оценки и проектирования кинематики манипулятора.

Шаги по построению рабочего пространства манипулятора на основе метода Монте-Карло, описанные в этой статье, включают в себя следующее:

1. Анализ структуры;
2. Определение параметров связей, диапазон углов;
3. Формирование системы координат Денавита-Хартенберга [1] и матрицы однородных преобразований;

4. Определение метода отбора проб по методу Монте-Карло и построение точек рабочего пространства на основе матрицы преобразования и значений выборки;

6. Моделирование и определение точек отображения рабочего пространства на карте рабочего пространства.

Робот AR600E производства российской компании НПО "Андроидная техника" [2] представляет собой полноразмерную антропоморфную, гуманоидную высокоадаптивную платформу. Робот способен выполнять задания самостоятельно или совместно с человеком, вести простой управляемый диалог, перемещаться в пространстве, заменять человека в любых видах работ.

Рукав робота представляет собой манипулятор с пятью степенями свободы. Блок-схема показана на рисунке 1.

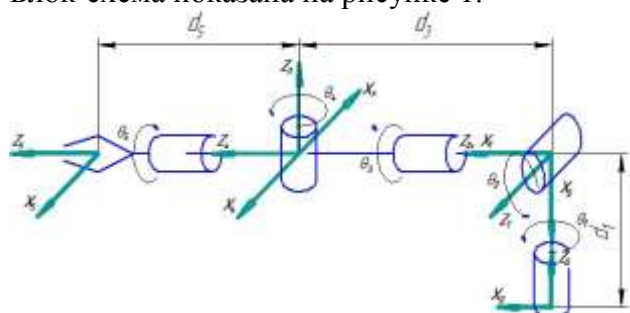


Рисунок 1. Структурная схема манипулятора

2 Кинематическое моделирование манипулятора

Хотя манипулятор является механизмом с пятью степенями свободы, рабочая область конечного привода ограничена четырьмя предыдущими связями, которые нужно изучить. Исходя из особенностей его структуры и подвижных соединений, ограничения этих соединений могут быть представлены следующим образом:

1) Диапазон эффективного угла соединения. Каждое соединение имеет вращающуюся пару. Каждый шарнир имеет диапазон вращения, указанный в таблице.

Таблица. Параметры соединений манипулятора

№ узла	a_i	alfa i	d_i	F_i	Диапазон изменения	Узел
	м	мм	м	градусы		
1	0	$-\pi/2$	d_1	F_1	-15...90	$d_1=197$
2	0	$\pi/2$		$F_2 + \pi/2$	-90...15	
3	0	$\pi/2$	d_3	$F_3 - \pi/2$	-45...45	$d_1=233$
4	0	$\pi/2$		$F_4 + \pi$	-0...130	
5	0	0	d_5	F_5	-45...45	$d_1=378$

2) Длина соединения. Чем длиннее соединение, тем больше рабочее пространство робота. Но размер формы робота должен быть ограничен, чтобы он мог адаптироваться к окружающей среде. Для робота-манипулятора AR-600E: $d_1 = 320$ мм, $d_2 = 250$ мм, $d_3 = 150$ мм.

Известно, что положение и ориентация твердого тела (или системы координат, связанной с этим телом) в пространстве однозначно определяется шестью координатами: тремя линейными (декартова) и тремя угловыми (например, углами Эйлера). Используя метод, предложенный в 1955 году учеными Жаком Денавитом и Ричардом Хартенбергом, можно уменьшить это число до четырех параметров, называемых параметрами Денавита-Хартенберга. Это упрощение достигается за счет использования стандартизированного алгоритма привязки

систем координат к линиям манипулятора (рисунок 2).

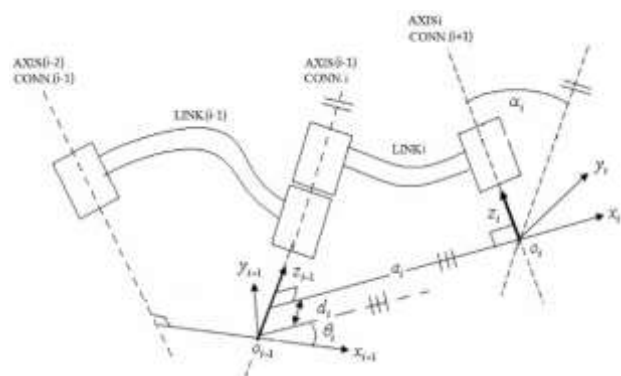


Рисунок 2. Связи на манипуляторе

Преобразование, описывающее конечное движение от ссылки (i - 1) к ссылке i, может быть выражено в следующей последовательности элементарных преобразований, начиная с ссылки (i - 1):

1. Вращение F_{i-1}^i вокруг оси $z_{(i-1)}$;
2. Движение d_i вдоль оси $z_{(i-1)}$;
3. Перемещение a_i вдоль оси x_i , перемещение a_i ;
4. Вращение α_i вокруг оси x_i .

Использование однородного преобразования 4×4 для описания взаимосвязи геометрии пространства каждого звена по отношению к фиксированной системе отсчета приводит к эквивалентной матрице однородного преобразования системы координат конечного привода по отношению к системе отсчета [3]. Он представлен в виде произведения четырех основных преобразований:

$${}^{i-1}T_i = R(z_{i-1}, \theta_i)T(z_{i-1}, d_i)T(x_i, a_i)R(x_i, \alpha_i) =$$

$$= \begin{bmatrix} C\theta_i & -S\theta_i & 0 & 0 \\ S\theta_i & C\theta_i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} * \quad (1)$$

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & a_i \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & Ca_i & -Sa_i & 0 \\ 0 & Sa_i & Ca_i & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} C\theta_i & -Ca_i S\theta_i & Sa_i S\theta_i & a_i C\theta_i \\ S\theta_i & Ca_i C\theta_i & -Sa_i C\theta_i & a_i S\theta_i \\ 0 & Sa_i & Ca_i & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

$${}^{i-1}T_i = \begin{bmatrix} {}^iR_{i-1} & {}^i d_{i-1} \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Умножая матрицу преобразования для каждого соединения, можно получить однородную матрицу преобразования от 6 конечной системы координат относительно базовой системы координат, как показано в приведенном выше уравнении. Параметры связей и соединений в координатах Денавита-Хартенберга приведены в таблице 1.

$$H = {}^0T_n =$$

$${}^0T_1 {}^1T_2 {}^2T_3 {}^3T_4 {}^4T_5 {}^5T_6 = \begin{bmatrix} n_x & o_x & a_x & p_x \\ n_y & o_y & a_y & p_y \\ n_z & o_z & a_z & p_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

В формуле 3 в матрице описывается ориентация и положение конечного привода в базовой системе координат. Первые три столбца описывают угол ориентации конца манипулятора, 4-й - вектор положения конца манипулятора относительно базовой системы координат. При задании структурных параметров манипулятора его рабочая область может определяться обобщенными координатами q_i , поскольку из-за фактической структуры и ограничений привода обобщенные координаты q_i не могут иметь никакого значения, но есть определенный диапазон:

$$q_i^{\min} \leq q_i \leq q_i^{\max}, i \in (1, 2, \dots, 5) \quad (4)$$

Предположим, что начало координатной системы конца манипулятора является опорной точкой. Набор точек, до которых манипулятор может добраться, представляет собой рабочее пространство манипулятора AR600E.

$$p = \begin{cases} x(q) \\ y(q) \\ z(q) \end{cases} = \begin{cases} x(q_1, q_2, \dots, q_5) \\ y(q_1, q_2, \dots, q_5) \\ z(q_1, q_2, \dots, q_5) \end{cases} \left\{ q_i^{\min} \leq q_i \leq q_i^{\max}, i \in (1, 2, \dots, 5), \right. \quad (5)$$

$q_i^{\max}, i \in (1, 2, \dots, 5),$

где

$$x(q) = -d_5[s_4(s_1s_3 - c_1c_2c_3) + c_1c_4s_2] + c_1s_2d_3$$

$$y(q) = d_5[s_4(c_1s_3 + c_2c_3s_1) - c_4s_1s_2] + s_1s_2d_3$$

$$z(q) = d_1 - d_5(c_2c_4 + c_3s_2s_4) + c_2d_3$$

где $s_i = \sin(\theta_i), c_i = \cos(\theta_i)$.

Метод Монте-Карло - это численный метод, используемый для решения математических задач теории случайной выборки, который широко используется для описания некоторых физических явлений. Соединения манипулятора работают в пределах его диапазона. Когда они получают случайные значения, набор всех случайных конечных значений формирует рабочую область манипулятора. Поэтому в каждом соединении манипулятора случайные значения берутся и подставляются в кинематические уравнения для вычисления позиции. Затем можно получить трехмерные координаты конечной точки манипулятора. Наконец, трехмерные координаты этих точек отображаются графически, и мы можем получить представление о рабочем пространстве манипулятора.

$$q = [q_1, q_2, \dots, q_n]^T \quad (6)$$

Вектор обобщенных координат робота с n -степенями свободы (DOF). Метод Монте-Карло заключается в генерации большого количества случайных векторов q и для каждого из них для решения прямой кинематической задачи получения положения $X \in R^3$ рабочего тела робота. Компоненты каждого случайного вектора генерируются следующим образом:

$$q_n = q_n^{\min} + (q_n^{\max} - q_n^{\min})rand() \quad (7)$$

$Rand()$ функция случайной переменной в интервале $(0, 1)$.

После создания каждой случайной позиции робота необходимо проверить, удовлетворяет ли она другим дополнительным ограничениям, которые

могут существовать (например, различные части робота не должны пересекаться, или рабочий орган должен иметь нужную ориентацию). Если все ограничения выполнены, сгенерированная точка X сохраняется в виде рабочей области, а набор всех сохраненных точек представляет собой дискретное приближение рабочей области манипулятора.

3 Стандартное непрерывное равномерное распределение

Обычно переменная $Rand()$ в уравнении 7 представляет собой равномерное случайное число в интервале $(0, 1)$. Однако такой выбор обычно приводит к неточности и неоднородности рабочих зон, в которых одни области являются очень плотными и четко определенными (область, созданная большим количеством точек рабочего пространства), в то время как другие области, особенно те, которые находятся вблизи границ рабочего пространства, слишком редки (область с гораздо меньшим количеством точек), что затрудняет выяснение реальной формы рабочего пространства.

Причиной такой неоднородности плотности рабочего пространства является нелинейность прямого кинематического преобразования, которое преобразует обобщенную координату q в координаты положения рабочего тела [3]. Хотя обобщенные координаты распределены равномерно, эта однородность не сохраняется из-за нелинейности преобразования $q \rightarrow X$. В результате X распределяется в соответствии с неоднородным распределением, которое характеризуется высокой вероятностью (области, в которых рабочие точки создаются чаще, например, внутренние области, показанные на рисунке 3), и области с низкой вероятностью (редкие области, в которых точки почти не создаются, как границы рабочего пространства, показанные на рисунке 3).

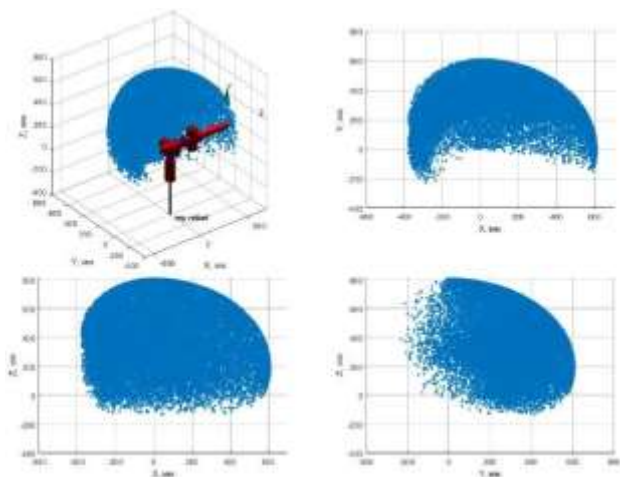


Рисунок 3. Точка рабочего пространства

Следует отметить, что, подобная неравномерная плотность может использоваться в качестве меры степени избыточности робота по всему рабочему пространству. Действительно, чем плотнее рабочая область, тем выше избыточность, поскольку это означает, что рабочий орган может быть размещен в этой области с более широким спектром конфигураций.

Для исправления этой проблемы точности и увеличения плотности точек на разреженных участках можно попытаться увеличить количество произвольно сгенерированных точек, тем самым увеличив время расчета. Однако это неэффективное решение, так как большинство пунктов все еще приходится на регионы с высокой вероятностью. В качестве альтернативы, для решения этой проблемы и достижения большей точности (особенно вблизи границ рабочего пространства можно использовать симметричные U-образные бета-распределения для выборки обобщенных координат вместо использования однородных распределений.

Функция плотности вероятности бета-распределения является очень универсальным способом описания случайных переменных, значения которых ограничены конечным интервалом [4]. Стандартное бета-распределение случайной переменной x на интервале $(0,1)$:

Где $\alpha, \beta > 0$ произвольные фиксированных параметров.

Одним из преимуществ бета-распределения является то, что оно может принимать различные формы в зависимости от значений параметров α и β , как показано на рисунке 4.

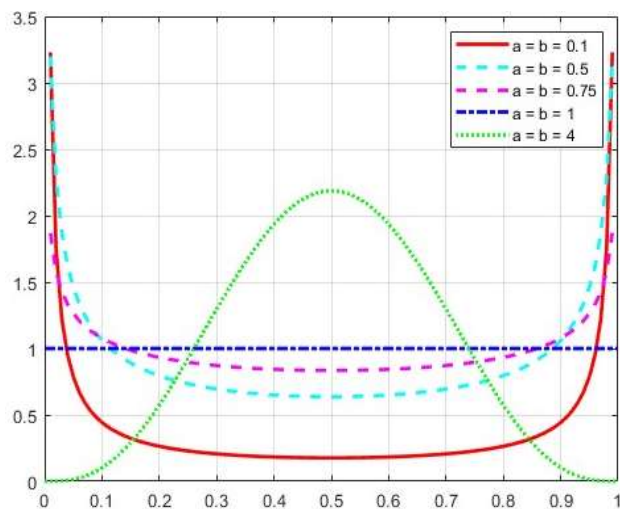


Рисунок 4. График бета-функции

Функция постоянного распределения вероятностей (горизонтальная линия) показывает, что стандартное равномерное распределение является особым случаем бета-распределения.

Используя бета-распределение уравнения 6, случайная выборка обобщенных координат может дать более однородные рабочие пространства и с более четко определенными границами, чем при использовании однородных распределений (генерирующих одинаковое количество случайных точек в обоих случаях). Это связано с тем, что во многих случаях границы обычно достигаются, когда некоторые углы соединения достигают своих пределов. В бета-распределении значения около 0 и 1 будут генерироваться чаще, чем другие значения. Таким образом, больше векторов обобщенных координат q будет генерироваться вблизи границ соединения. При преобразовании этих векторов в точки рабочего пространства, вблизи границ будет создано больше точек,

в результате чего границы будут определены более четко (рисунок 5,6).

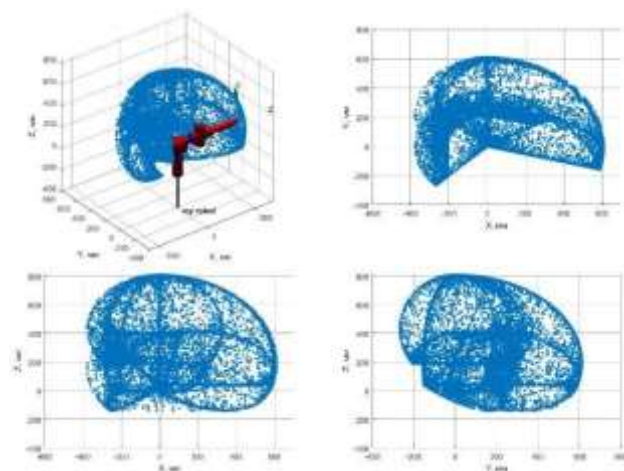


Рисунок 5. Точка рабочего пространства с бета-распределением $\alpha = \beta = 0,1$

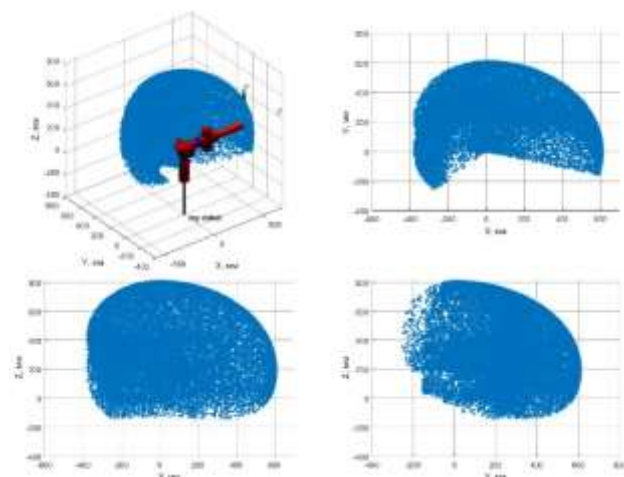


Рисунок 6. Точка рабочего пространства с бета-дистрибутивом $\alpha = \beta = 0,5$

4 Заключение

Результаты моделирования показывают, что предложенный метод позволяет интуитивно и комплексно определить рабочее пространство робота на основе моделирования методом Монте-Карло.

Метод Монте-Карло является возможным и практичным для графической генерации и анализа достижимого пространства. Основные преимущества этого метода заключаются в том, что он относительно прост, адаптивен к сложным системам с большим количеством степеней свободы и

легко учитывает различные ограничения в вычислениях.

Список использованных источников

- [1] Зенкевич, С.Л. Основы управления манипуляционными роботами / С.Л. Зенкевич, А.С. Ющенко. - М.: МГТУ им. Баумана, 2004. - 480 с.
- [2] Продукция компании «Андроидная техника» [Электронный ресурс]. URL: <https://npo-at.com/production> (дата обращения: 10.12.2019).
- [3] Garrett, S. Y. (2014), Design, analysis, and simulation of a humanoid robotic arm applied to catching: dissertation, Purdue University, Indianapolis, Indiana – 113 p.
- [4] Haibo Tian, Aimin Li, Farong Kou1 (2012), “Workspace Analysis and Calculation for the Manipulator of a Explosive-handling Robot in Mine”, Trans Tech Publications, Switzerland, pp 212-219.

STUDY OF THE STATIC CHARACTERISTICS OF THE WORKSPACE AR600E ROBOT

**Evgeniy V. Shakhmatov,
Vladimir N. Pyukhin,
Dmitry A. Mezentsev**

Samara University
34, Moskovskoe shosse,
Samara, Russian Federation
443086
curucum@mail.ru

The workspace is one of the most important parameters for evaluating robot flexibility and is important for optimizing robotic configuration, motion planning and control. Firstly, a kinematic model of the manipulator based on its basic structure was put forward. The systems of connection coordinates are established and the direct kinematic solution derived using DH methods. On its basis, the working space of the manipulator analyzed by the Monte Carlo method, based on random probability and software simulation MATLAB for the structural parameters of the robot. A cloud of workspace points has been compiled. Considering the problem of insufficient accuracy of the traditional Monte Carlo method in calculating the working space of the robot, an improved Monte Carlo method using the Beta distribution proposed.

Key words: kinematics; monte carlo method; workspace; ar600e

References

- [1] Zenkevich, C.L. (2004), *Osnovy upravleniya manipulyatsionnymi* [Robot Control Basics], MSTU named after Bauman, Moscow, Russia, 480 p.
- [2] Produktsiya kompanii "Androidnaya tekhnika" [Production of the company «Android technology»], available at: <https://npo-at.com/production> (Accessed 10 December 2019).
- [3] Garrett, S. Y. (2014), *Design, analysis, and simulation of a humanoid robotic arm applied to catching: dissertation*, Purdue University, Indianapolis, Indiana, 113 p.
- [4] Haibo Tian, Aimin Li, Farong Kou1 (2012), Том 192, "Workspace Analysis and Calculation for the Manipulator of a Explosive-handling Robot in Mine", Trans Tech Publications, Швейцария, стр 211-216.

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

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

РАЗРАБОТКА ПОДХОДА К УПРАВЛЕНИЮ СТРУКТУРОЙ ПРИСТЕНОЧНЫХ ТЕЧЕНИЙ

Разработка опытного образца подводного робота с изменяемой геометрией тела представляет собой крупную комплексную задачу, включающую целый ряд задач научно-технического, инженерно-конструкторского и прикладного характера, а также создание новых автоматических систем для управления им. Создание такого робота обеспечит его высокую автономность и маневренность. В данной работе представлена разработанная твердотельная модель гибридного автономного необитаемого подводного аппарата с изменяемой геометрией тела. Также представлено экспериментальное исследование геометрических параметров корпуса робота в зависимости от величины давления, подаваемого в пневматическую систему, интегрированную в анизотропный корпус.

Ключевые слова: пневматический мускул; подводная робототехника; анизотропный корпус; пневматика; изменяемая геометрия

1 Введение

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 [1]. К таким задачам относят задачу возникновения пульсаций давления и скорости, распределённых по поверхности объекта, а также шума и вибраций, вызванных этими пульсациями [2]. 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. Поэтому задача управления конфигурацией и геометрической формой подводного объекта при его движении в потоке жидкости является актуальной. Недавние исследования в области биомиметической робототехники показали большой потенциал в решении проблем динамики и виброакустики, возникающих вследствие обтекания потоком жидкости

погруженного тела [3]. Биомиметика — подход к созданию технологических устройств, при котором идея и основные элементы устройства заимствуются из живой природы. Это позволяет исследователям и инженерам использовать более продвинутые принципы движения подводных аппаратов и методы управления ими.

Более того, такой подход для создания автономных подводных биороботов основан на достижениях в трех дисциплинах: нестационарной гидродинамике биологических объектов, технологии искусственных мышц и искусственного нейробиологического контроля. Революция в разработке низкоскоростных, маневренных, бесшумных, легких, энергетически эффективных подводных аппаратов будет базироваться на интеграции указанных направлений [4]. Одним из первых и соответственно простых проектов, нацеленных на создание подводных биомиметических роботов, является проект «Flopper» [5]. "Flopper" - это робот, включающий в себя 3 серводвигателя для симуляции изгибных форм движения рыб. Серводвигатели служат для управления движением тела и хвостового плавника. Движение вперед обеспечивается созданием толкающего импульса, возникающего при

поворотах хвостового плавника в стороны. Silent NEMO - это проект, нацеленный на исследование возможных способов использования автономных подводных биомиметических транспортных средств на флоте. Данное устройство размером с обычную рыбу (тунца) собирало данные при приливах, различных течениях, волнах и различных погодных условиях. Робот способен работать автономно в течение длительного времени, но его также можно контролировать с помощью ноутбука через кабель, как телеуправляемые аппараты. В Массачусетском технологическом институте существует проект RoboTuna, направленный на создание автономных аппаратов, имитирующих движение рыб [6, 7]. Аналогичная разработка под названием «Yellow Tuna» выполнена компанией Draper Laboratory Company. Рыба-робот имеет длину - 2,4 м, массу - 173 кг, скорость до 5 км/ч. Робота-рыбу предполагается использовать для противоминных операций, патрулирования акваторий, ведения разведки и наблюдения, связи с подлодками [8]. Существуют роботы, имитирующие движение медузы, змеи и др. Все вышеописанные роботы имеют лишь один подвижный хвостовой плавник, но с каждым годом ученые все больше и больше создают роботов, которые имеют комплекс движительных приводов для повторения гидродинамических свойств рыб [9].

Поиск и анализ существующих проектов в области биомиметической робототехники по всему миру показал, что большая часть разработанных роботов похожа на рыбу (рисунок 1). Такая форма корпуса является оптимальной с гидродинамической точки зрения и с точки зрения расположения оборудования внутри него [3].

Существуют роботы, имитирующие движение медузы, змеи и др. Все вышеописанные роботы имеют лишь один подвижный хвостовой плавник, но с каждым годом ученые все больше и больше создают роботов, которые имеют комплекс движительных приводов для повторения гидродинамических свойств рыб.

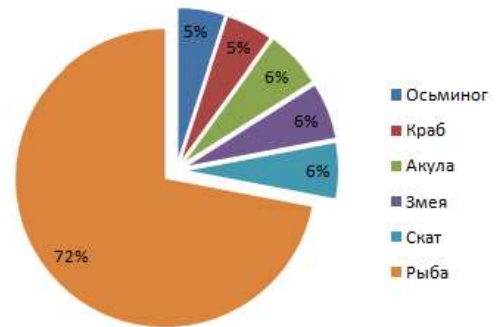


Рисунок 1. Типы тел биомиметических подводных роботов

На рисунке 2 показано, что электромеханические приводы в основном используются в движительных системах этих биомиметических роботов, поскольку они просты и надежны в эксплуатации, имеют минимальные габаритные размеры и являются взаимозаменяемыми. Во всех рассматриваемых проектах роботы получали питание для всех бортовых систем, в основном от аккумуляторов (рисунок 3). Выбор источника питания обусловлен несколькими факторами, такими как: автономность, размер устройства и ограничения по весу. Некоторые устройства большого размера питаются как от батареи с твердым аккумулятором, так и от солнечных батарей, так как их время работы является критическим фактором. Тем не менее, они не требуют значительного технического обслуживания и дорогой перезарядки для длительной эксплуатации.

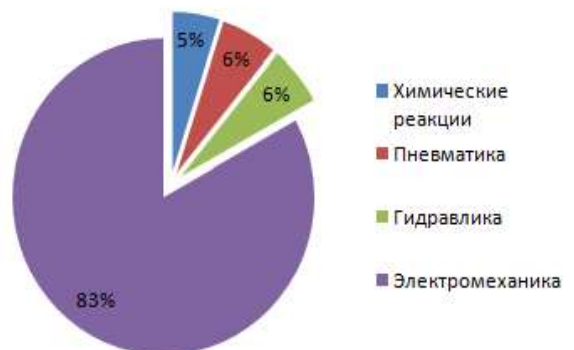


Рисунок 2. Типы приводов биомиметических подводных роботов

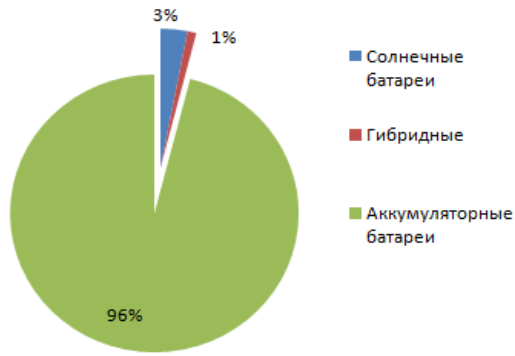


Рисунок 3. Типы источников питания биомиметических подводных роботов

В связи с этим стоят следующие задачи:

1. выбор элементной базы, включая современные датчики, логические контроллеры и приводы;
2. проектирование и создание опытного образца корпуса подводного робота с изменяемой геометрией тела для определения его гидродинамических характеристик;
3. разработка системы управления подводным роботом с изменяемой геометрией тела.

2 Теория управления

Поток, обтекающий объекты в газовой среде, генерирует волновой след за корпусом АНПА вследствие их лобового сопротивления (рис. 4). Эта зона расширяется при удалении от корпуса, при этом она заполняется входным потоком, пристеночным потоком и пристеночными вихрями. Расширение следа обусловлено турбулентным перемешиванием пристеночного и входного потоков. Результатом этого смешивания является увеличение объема жидкости, попадающего за корпус аппарата. Следовательно, вдоль поверхности тела образуются турбулентные вихри и отрывы потока, что является собой дополнительный акустический шум. Снижение коэффициента лобового сопротивления корпуса и коэффициента формы необходимо для уменьшения акустического шума корпуса аппарата на

разных скоростях движения и глубинах погружения. В данной статье предлагается метод варьирования геометрических параметров корпуса аппарата для реализации возможности управления входного и пристеночного потоков.

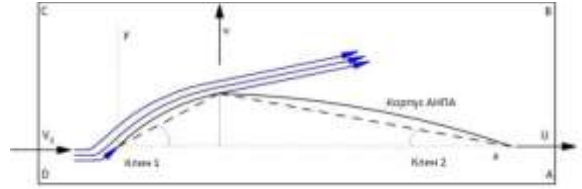


Рисунок 4. Геометрия потока за корпусом АНПА

Стратегия варьирования параметров основана на эмпирических значениях коэффициентов сопротивления. На первом этапе расчёта мы реализовали теорему Джонсона об импульсе. Этот метод отличается от других методов простотой и удобством проведения эксперимента.

Рассмотрим две плоскости, перпендикулярные чертежу (рисунок 4). След за корпусом обозначен линиями CD и AB, удалёнными от тела на значительное расстояние и расположенными перпендикулярно направлению скорости свободного потока V_0 , совпадающего с осью абсцисс. Таким образом, в предположении, что статическое давление в плоскостях CD и AB равно p_0 , скорость в плоскости CD везде равна V_0 ; в плоскости AB она равна U и является переменной в направлении распространения следа в вихревой области за корпусом. Тогда уравнение импульса равно

$$Q = \int_{AB} \rho U (V_0 - U) dy$$

где ρ - плотность жидкости.

Однако управление идеальной плоскостью AB не имеет смысла для условий эксперимента. Обычно это расстояние составляет не более двух или трех длин корпуса. Принимая это во внимание, теперь предположим, что плоскость управления перпендикулярна направлению следа за корпусом.

Мы предполагаем, что в дорожке следа за корпусом АНПА отсутствуют пульсации струи. Тогда уравнение Бернулли принимает вид:

$$P_1 = p_1 + \frac{\rho U_1^2}{2} = p_0 + \frac{\rho U^2}{2}$$

Учитывая неизменность значения плотности, уравнение непрерывности для единицы ширины можно записать в следующем виде:

$$U_1 dy_1 \cdot 1 = U dy \cdot 1$$

где dy и dy_1 - высоты секций, имеющих единичную ширину. Суммарный гидродинамический напор в начальном разделе CD равен:

$$P_0 = p_0 + \frac{\rho V_0^2}{2}$$

Преобразовав основное уравнение импульса, получим

$$Q = \int_{AB} \rho U_1 (V_0 - u) dy_1 = \rho V_0^2 \int_{AB} \frac{U_1}{V_0} \left(1 - \frac{U}{V_0} \right) dy_1$$

поскольку

$$Q = c_{xp} \frac{\rho}{2} V_0^2 b \cdot 1$$

тогда окончательная форма выражения для коэффициента силы лобового сопротивления, c_{xp} , принимает следующий вид:

$$c_{xp} = \frac{2}{b} \int_{AB} \sqrt{\frac{P_1 - p_1}{P_0 - p_0}} \left(1 - \sqrt{\frac{P_1 - p_0}{P_0 - p_0}} \right) dy_1$$

Для определения и варьирования параметра c_{xp} , необходимо измерить силу лобового сопротивления и параметр статического давления. Значения лобового сопротивления P_0 и статического давления p_0 невозмущенного потока определяются соплом газодинамического управления, расположенным перед корпусом.

3 Разработка анизотропного корпуса

В этом проекте мы предлагаем обеспечить вариативность геометрии тела робота с помощью интеграции пневматической системы на основе пневмомускулов в подводный планер. Это позволяет спроектировать новый тип подводных глайдеров с системой переменной плавучести и анизотропным корпусом.

Современные подводные глайдеры имеют преимущественно вытянутую торпедообразную форму и обладают большей автономностью по сравнению с

винтовыми роботами [10]. В среднем, современные глайдеры потребляют 0.5 Вт мощности на достижение скорости порядка 0.25 м/с. Твердотельная 3D-модель разработанного подводного робота представлена на рисунке 5.



Рисунок 5. Внешний вид корпуса

Для того чтобы обеспечить возможность изменения геометрии тела подводного робота, необходим привод, который сможет деформировать корпус, возвращать его в первоначальное состояние, обладать небольшими размерами и легко монтироваться внутри самого корпуса, а также обладать высокой герметичностью. Для этих целей мы использовали пневматические мышцы Festo, что позволило изменять площадь различных участков корпуса робота. Схема разработанной пневматической системы показана на рисунке 6. Для того, чтобы управлять подачей сжатого воздуха в пневматические мускулы необходимы пневматические распределители, причем основным требованием, предъявляемым к распределителям, является наличие электромеханического управления, т.к. управление распределителями будет осуществляться с помощью микроконтроллера. Для того, чтобы контролировать геометрию тела, необходимо подавать давление в диапазоне от 0 до 6 бар в пневматические мускулы. В свою очередь, пневматические мускулы, сокращаясь, будут деформировать алюминиевый корпус робота.

От компрессора (1) по линии (с) сжатый воздух проходил 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

фиксирувалось 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 б, 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 б в положение а, и осуществлялся сброс воздуха из рабочей полости пневмомускулов (6) и (7) по линии (e).

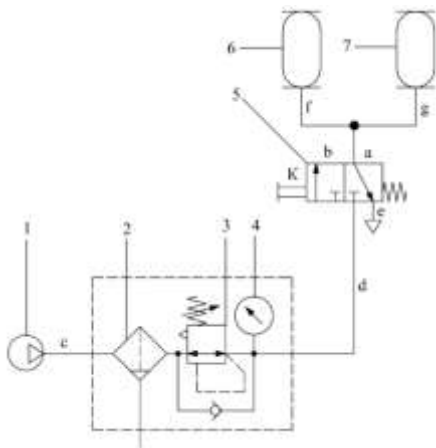


Рисунок 6. Пневматическая схема
 Таким образом, разработанный анизотропный корпус прототипа подводного робота обладает следующими свойствами: гибкость каркаса, небольшая масса, минимальный размер для дальнейшей интеграции элементов системы управления и обеспечение возможности управления потоком вокруг корпус.

4 Экспериментальное исследование деформации корпуса

Для определения зависимости геометрических параметров пневматических мышц и корпуса робота от величины подаваемого давления был проведен ряд экспериментов. Полученные результаты для деформации корпуса робота показаны в таблице 1. На основе полученных зависимостей были спроектированы модели тела опытного образца робота, описывающие его геометрию при разных величинах давления в пневматических мускулах. Полученные результаты представлены на рисунке 7.

Таблица 1 – Экспериментальные данные

Р, бар	0	1,6	2,0	2,8	3,6	4,0	4,8	5,6	6,0
Величина горизонтальной деформации корпуса, мм									
Hor, мм	77	112	118	131	143	146	152	156	160
Величина вертикальной деформации корпуса, мм									
Vert, мм	171	200	205	217	230	231	236	238	241

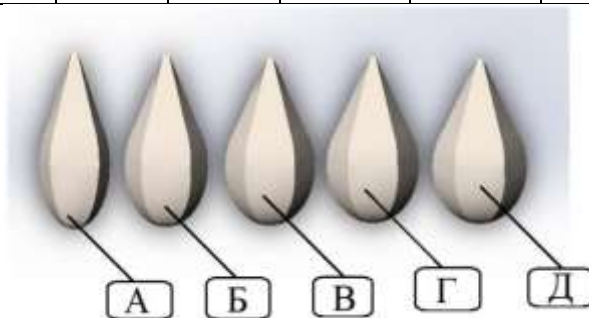


Рисунок 7. Геометрия тела опытного образца подводного робота при различных величинах давления в пневматических мускулах

Деформация корпуса раскладывается на три составляющие, а именно, горизонтальная и вертикальная составляющая в сечении миделя, а также продольная составляющая деформации вдоль оси тела робота.

Для реализации аппроксимации экспериментальных данных зависимости горизонтальной составляющей деформации воспользуемся методом наименьших квадратов и найдем уравнение квадратичной регрессии $Hor(P) = aP^2 + bP + c$.

Найдем коэффициенты a , b и c уравнения квадратичной регрессии из системы уравнений:

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

После подстановки рассчитанных значений в систему уравнений, получим систему уравнений:

$$\begin{cases} 133,76a + 30,40b + 9,00c = 1195,00 \\ 646,91a + 133,76b + 30,40c = 4444,00 \\ 3318,27a + 646,91b + 133,76c = 20129,28 \end{cases}$$

Аналогичным образом, как в представленных выше формулах были вычислены значения определителей $\Delta, \Delta_a, \Delta_b, \Delta_c$, а также коэффициентов уравнения квадратичной регрессии a, b и c . Искомое уравнение квадратичной регрессии имеет вид:

$$Hor(P) = -1,80P^2 + 24,42P + 77,05$$

Аналогичным образом найдем уравнение квадратичной регрессии $Vert(P) = aP^2 + bP + c$.

Найдем коэффициенты a , b и c уравнения квадратичной регрессии из системы уравнений:

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

После подстановки рассчитанных значений в систему уравнений, получим систему уравнений:

$$\begin{cases} 133,76a + 30,40b + 9,00c = 1969,00 \\ 646,91a + 133,76b + 30,40c = 7001,20 \\ 3318,27a + 646,91b + 133,76c = 31287,20 \end{cases}$$

Аналогичным образом, как в представленных выше формулах, были вычислены значения определителей $\Delta, \Delta_a, \Delta_b, \Delta_c$, а также коэффициентов уравнения квадратичной регрессии a, b и c . Искомое уравнение квадратичной регрессии имеет вид:

$$Vert(P) = -1,67P^2 + 21,77P + 170,09$$

На рисунках 8 и 9, соответственно, представлено сравнение полученных данных

горизонтальной составляющей деформации и вертикальной составляющей деформации с экспериментальными данными.

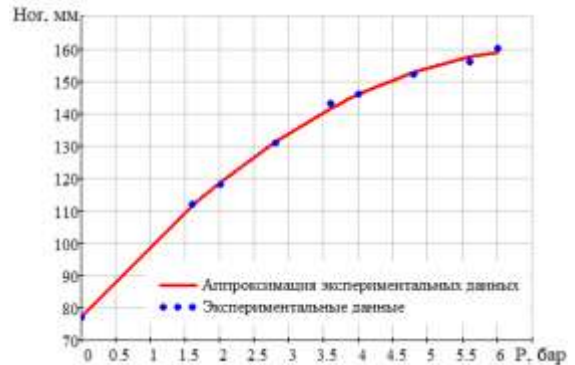


Рисунок 8. Горизонтальная составляющая деформации корпуса

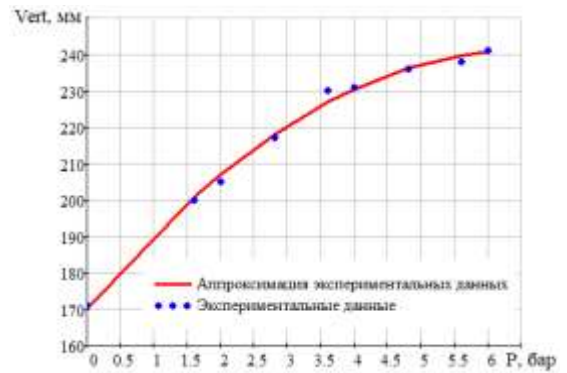


Рисунок 9. Вертикальная составляющая деформации корпуса

Средняя ошибка аппроксимации для горизонтальной деформации составила:

$$\bar{A} = \frac{1}{n} \sum \left| \frac{Hor_i - Hor(P_i)}{n} \right| \cdot 100\% = \frac{0,04}{9} \cdot 100\% \approx 0,50\%$$

Средняя ошибка аппроксимации для вертикальной деформации составила:

$$\bar{A} = \frac{1}{n} \sum \left| \frac{Vert_i - Vert(P_i)}{n} \right| \cdot 100\% = \frac{0,05}{9} \cdot 100\% \approx 0,53\%$$

5 Заключение

В результате работы были получены следующие результаты:

1. Разработан экспериментальный образец подводного робота с изменяемой геометрией тела;
2. Разработана система изменения геометрии корпуса робота на основе пневматических мускулов. Такая система позволит реализовать оптимальную геометрию тела в зависимости от определенной структуры потока;

3. Произведена количественная оценка деформаций корпуса робота в зависимости от величины подаваемого в пневматические мускулы давления. С помощью метода наименьших квадратов были выведены функциональные зависимости для горизонтальной и вертикальной составляющих деформации.

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] Tohnhui L., Yanhui W., Zhu G., (2012). Analysis of hydrodynamic noise around acoustic modem on the AUV using Hybrid LES-Lighthill Method. *Advanced Material Research.*, ISSN:1662-8985, Vols 546-547, pp.176-181.

[2] Aymen M., Hedi K., Med S.A., Zied D., (2018). Impact of stern design on hydrodynamic grad of AUV's hull. *Indian Journal Of Geo Marine Sciences.*, Vol. 47(01) pp. 89-95.

[3] Cho KJ., Wood R. (2016) *Biomimetic Robots*. In: Siciliano B., Khatib O. (eds) *Springer Handbook of Robotics*. Springer, Cham; Print ISBN 978-3-319-32550-7.

[4] Bandyopadhyay R.. (2005). Trends in Biorobotic Autonomous Undersea Vehicles. *IEEE Journal of Oceanic Engineering*, V. 30, N. 1, p. 109-139.

[5] Marchese D., Cagdas D., (2014). Autonomous Soft Robotic Fish Capable of Escape Maneuvers Using Fluidic Elastomer Actuators, *SOFT Robot*. doi:10.1089/soro.2013.0009.

[6] Kumph J. M. (2000). *Maneuvering of a Robotic Pike*. Massachusetts Institute of Technology.

[7] Barrett D.S. (1988). *Propulsive efficiency of Robotuna*. PhD thesis, Massachusetts Institute of Technology

[8] Yoseph B.-C. (2003). *Biologically Inspired intelligent Robots*. *Technology & Engineering*, pp. 329

[9] Yu, J., Zhang, A., Jin, W., Chen, Q., Tian, Y., Liu, C., (2011). Development and experiments of the sea-wing underwater glider. *China Ocean Eng.*, 25(4):721-736. [doi: 10.1007/s13344-011-0058-x

[10] Gafurov, S., Salmina, V., Greshnyakov, P., Mukhametzyanov, A., 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*

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

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

**DEVELOPMENT OF AN APPROACH TO THE MANAGEMENT OF
THE STRUCTURE OF WALL-FLOWING**

The development of a prototype of an underwater robot with a variable geometry of the body is a major complex task, including a whole series of tasks of a scientific, technical, engineering and applied nature, and the creation of new automatic systems for managing it. The creation of such a robot will ensure its high autonomy and maneuverability. In this paper, the development of a solid model of a biomimetic robot hybrid and AUV with a variable geometry of the hull is presented. Also presented is a basic pneumatic circuit integrated into the robot body, which drives the pneumatic muscles fixed to the ribs of the robot's robust body. The experimental part includes the investigation of the vertical and horizontal components of the deformation of the walls of the shell, depending on the pressure supplied by the pneumatic system to the pneumatic muscles.

Key words: *pneumatic muscle; underwater robotics; anisotropic body; pneumatic; variable geometry*

References

- [1] Tohngui L., Yanhui W., Zhu G., (2012). Analysis of hydrodynamic noise around acoustic modem on the AUV using Hybrid LES-Lighthill Method. *Advanced Material Research.*, ISSN:1662-8985, Vols 546-547, pp.176-181.
- [2] Aymen M., Hedi K., Med S.A., Zied D., (2018). Impact of stern design on hydrodynamic grad of AUV's hull. *Indian Journal Of Geo Marine Sciences.*, Vol. 47(01) pp. 89-95.
- [3] Cho KJ., Wood R. (2016) *Biomimetic Robots*. In: Siciliano B., Khatib O. (eds) Springer Handbook of Robotics. Springer, Cham; Print ISBN 978-3-319-32550-7.
- [4] Bandyopadhyay R.. (2005). Trends in Biorobotic Autonomous Undersea Vehicles. *IEEE Journal of Oceanic Engineering*, V. 30, N. 1, p. 109-139.
- [5] Marchese D., Cagdas D., (2014). Autonomous Soft Robotic Fish Capable of Escape Maneuvers Using Fluidic Elastomer Actuators, *SOFT Robot*. doi:10.1089/soro.2013.0009.
- [6] Kumph J. M. (2000). *Maneuvering of a Robotic Pike*. Massachusetts Institute of Technology.
- [7] Barrett D.S. (1988). *Propulsive efficiency of Robotuna*. PhD thesis, Massachusetts Institute of Technology
- [8] Yoseph B.-C. (2003). *Biologically Inspired intelligent Robots*. *Technology & Engineering*, pp. 329
- [9] Yu, J., Zhang, A., Jin, W., Chen, Q., Tian, Y., Liu, C., (2011). Development and experiments of the sea-wing underwater glider. *China Ocean Eng.*, 25(4):721-736. [doi: 10. 1007/s13344-011-0058-x
- [10] Gafurov, S., Salmina, V., Greshnyakov, P., Mukhametzyanov, A., 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.*

РАЗРАБОТКА И ВНЕДРЕНИЕ ВИБРОЗАЩИТНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ НА ОСНОВЕ МАТЕРИАЛА МР В ОТЕЧЕСТВЕННОЙ ЛОКОМОТИВНОЙ ТЕХНИКЕ

Д. П. Давыдов,
Г. В. Лазуткин

«Самарский национальный
исследовательский университет имени
академика С. П. Королева»
Московское шоссе, д. 34,
г. Самара, Российская Федерация
443086

onill@onill.ru

Работа посвящена применению упругопористого демпфированного проволочного материала МР для решения задач обеспечения вибрационной безопасности при создании локомотивной техники нового поколения. Рассматриваются МР-виброизоляторы для дизель-генераторных установок магистральных и маневровых тепловозов, а также система виброзащиты кабины машиниста новейшего локомотива ТЭМ-28.

Ключевые слова: материал МР; виброзащита; тепловоз; дизель; кабина; виброизолятор

1 Введение

В настоящее время при создании тепловозов, электровозов и газотурбовозов нового поколения предъявляются жёсткие требования по нормированию вибрации на рабочих местах и местах размещения локомотивной бригады. Современные требования регламентируются санитарными правилами по проектированию и реконструкции локомотивов СП 2.5.1336-03, в которых величины допускаемых виброускорений на сиденье и на полу у основания кресла снижены более чем в 2 раза по сравнению со стандартом 1981 года ГОСТ 12.2.056-81. Обеспечение необходимых показателей вибрационной безопасности возможно только при всеобъемлющем внедрении на этапе проектирования локомотива современных методов и средств виброзащиты узлов, агрегатов и изделий в целом.

Основными источниками вибрации локомотива являются: железнодорожное полотно, подвижной состав и виброактивные узлы, такие как дизель-генераторные установки, компрессоры и т.п. Снижение динамических воздействий со стороны виброактивных агрегатов, смонтированных на основной раме, как правило, достигается за счёт их подвески на виброгасящих опорах. Для уменьшения вибрации, передающейся от несущих

элементов локомотива, в конструкции креплений кабины предусматриваются специальные вибропоглощающие устройства.

В подавляющем большинстве случаев упругодемпфирующие элементы (УДЭ) виброзащитных устройств выполняются из эластомерных материалов, вследствие их невысокой стоимости и простоты изготовления. Однако они обладают рядом серьёзных недостатков, в том числе связанных со сложными условиями эксплуатации железнодорожной техники:

- низкая демпфирующая способность;
- существенная зависимость упругодемпфирующих свойств от температуры окружающей среды;
- изменение упругодемпфирующих характеристик из-за быстрого старения;
- невысокие показатели надёжности;
- низкие показатели пожаростойкости и пожаробезопасности.

2 Материал МР

Указанные недостатки устраняются путём применения цельнометаллических виброзащитных устройств на основе упругопористого демпфирующего проволочного материала «Металлическая резина» (МР). Уникальный материал был разработан в 60-е годы прошлого века в отраслевой научно-исследовательской

лаборатории №1 (ОНИЛ-1) «Вибрационная прочность и надёжность авиационных изделий» (onill.ru) Куйбышевского авиационного института (ныне Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва). Освоение серийного производства изделий из МР обеспечило их масштабное применение во многих отраслях промышленности.

Материал МР представляет собой пористую металлическую структуру (рисунок 1), получаемую путём холодного прессования заготовки из взаимоперекрещивающихся проволочных спиралей в окончательные по форме и размерам детали. Метод получения МР допускает гибкое управление его свойствами за счёт соответствующего выбора материала проволоки, её диаметра, способа укладки спиралей, давления прессования и поверхностного покрытия металлами и полимерами.



Рисунок 1. Втулочный УДЭ из материала МР

В отличие от эластомеров, материал МР имеет высокие демпфирующие свойства, обусловленные внутренним трением, и способен длительно противостоять агрессивным средам, высоким и низким температурам, глубокому вакууму, влажности, солёному морскому туману, радиации, плесневым грибкам и другим неблагоприятными внешним воздействиям. Материал обладает высокой пожаростойкостью и пожаробезопасностью. Такие уникальные возможности материала

МР обусловили широкие области применения получаемых из него изделий:

- ударо- виброзащита, термозащита и шумоглушение объектов и их элементов;
- фильтровальная техника с тонкостью очистки от 300 до 10 мкм;
- уплотнительная техника;
- теплопередающие системы и устройства.

К концу 90-х годов складывалась ситуация, когда из-за дороговизны продукции из материала МР основными её потребителями являлись предприятия ВПК, а также авиационного и ракетно-космического профиля. Однако работы, проводимые в ОНИЛ-1, по внедрению технологий автоматизированного производства материала МР и существенное снижение доли ручного труда привели к доступности применения изделий во многих других отраслях промышленности, в том числе транспортном машиностроении.

За последние 15 лет в ОНИЛ-1 накоплен большой опыт создания и успешного внедрения виброзащитных систем в отечественной локомотивной технике с использованием материала МР.

3 МР-виброизоляторы ВВК силовых установок тепловозов 2ТЭ25К и 2ТЭ25А

В частности в 2005 году Самарский университет был привлечён для проектирования упругодемпферных опор дизель-генераторных установок новейших магистральных тепловозов «Пересвет» 2ТЭ25К и «Витязь» 2ТЭ25А, разрабатываемых совместно АО «ВНИКТИ» и АО «УК «БМЗ».

Виброопора ВВК-01 имеет схему двойного упругогистерезисного упора с конусными УДЭ из материала МР (рисунок 2), которая обеспечивает пространственное восприятие статических и динамических нагрузок. Рассеяние энергии колебаний осуществляется посредством большого внутреннего трения в материале МР, а также за счёт пограничного трения с корпусными деталями.

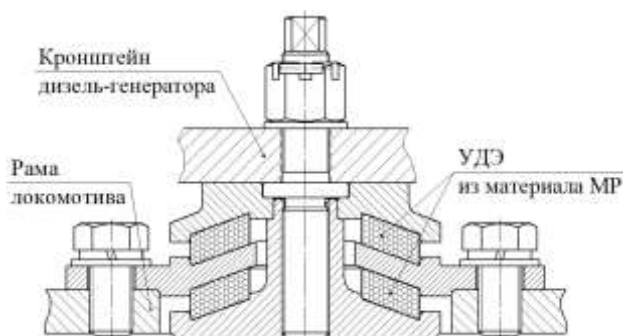


Рисунок 2. Схема МР-виброизолятора ВВК-01

Номинальная грузоподъемность опоры составляет 25 ± 5 кН, резонансная частота – 25 Гц, коэффициент передачи на резонансе 3-4, коэффициент рассеивания – 2, масса – 6.5 кг. УДЭ изготавливаются из нержавеющей проволоки. Ускоренные автономные стендовые динамические испытания виброизолятора в ОНИЛ-1 подтвердили его назначенный ресурс – 20 лет.

Главным результатом внедрения высокодемпфированных виброопор ВВК-01 в конструкцию тепловозов «Пересвет» и «Витязь» стало почти пятикратное снижение уровней виброускорений в местах крепления дизель-генератора к раме локомотива.

В настоящее время виброизоляторы ВВК-01 серийно выпускаются ОНИЛ-1 и более 10 лет безотказно эксплуатируются в сложных климатических условиях, подтверждая высокие показатели надёжности.

На базе удачной конструкции ВВК-01 в 2012 году была разработана модификация – ВВК-03 для энергетической установки газотурбовоза ГТ1-001 [1].

Следует отметить, что модификация ВВК-02 успешно применяется также и в составе упругодемпферных опор технологических трубопроводов нефтеперерабатывающих и химических производств.

4 Низкочастотные МР-виброизоляторы ВЦПД дизель-генератора ДГ-882Л

Начиная с 2016 г. лаборатория занимается разработкой и внедрением низкочастотного (5 Гц) виброизолятора на основе материала

МР большой грузоподъемности (20 кН) для дизель-генератора ДГ-882Л производства АО «СТМ» в целях реализации программы импортозамещения эластомерных немецких виброопор GmbH Voith.

Для обеспечения комплекса взаимоисключающих технических требований предложена комбинированная модульная конструкция цельнометаллического виброизолятора ВЦПД-01 (рисунок 3) с пружинной разгрузкой УДЭ из МР от 80% веса силовой установки. Конструктивно виброизолятор ВЦПД-01 спроектирован цельнометаллическим по многокомпонентной схеме одностороннего упругогистерезисного упора, содержащего четыре параллельно расположенных пружинных модуля поглощения вибрации с элементами из МР и противоударные демпфирующие устройства – ограничители свободного хода, исключаящие жёсткое соударение деталей при работе.

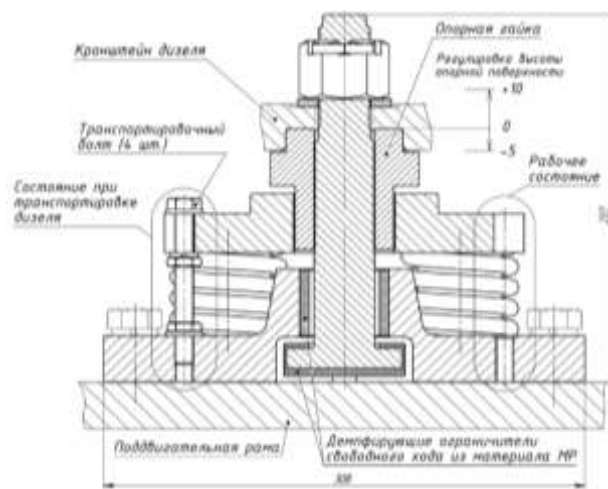


Рисунок 3. Схема МР-виброизолятора ВЦПД-01

Для расчёта параметров создана новейшая математическая модель [2] деформационных характеристик системы с конструкционным гистерезисом в МР и металлическими пружинами различной формы, которая позволила сформировать научные основы конструирования многокомпонентных виброизоляторов, включающих в себя элементы разгрузочных устройств.

Сложнейшей деталью из материала МР по геометрическим пропорциям является центральный демпфирующий противоударный элемент виброизолятора, представляющий собой высокую тонкостенную втулку большого диаметра. Для расчёта характеристик тонкостенных УДЭ из МР разработана обобщённая методика, опубликованная в работе [3], а на оригинальный способ изготовления получены патенты на изобретение в патентных ведомствах Евразийского союза и Соединённых Штатов Америки [4, 5].

Лабораторные испытания подтвердили выполнение жёсткостных и диссипативных требований (рисунок 4), предъявляемых к виброизолирующей опоре силовой установки. Более того за счёт применения материала МР демпфирующая способность виброизолятора была в среднем увеличена в 3.4 раза по сравнению с немецким эластомерным изделием фирмы Voith, тем самым обеспечив высокую эффективность предложенной инновационной виброзащитной технологии для гашения вибрации.

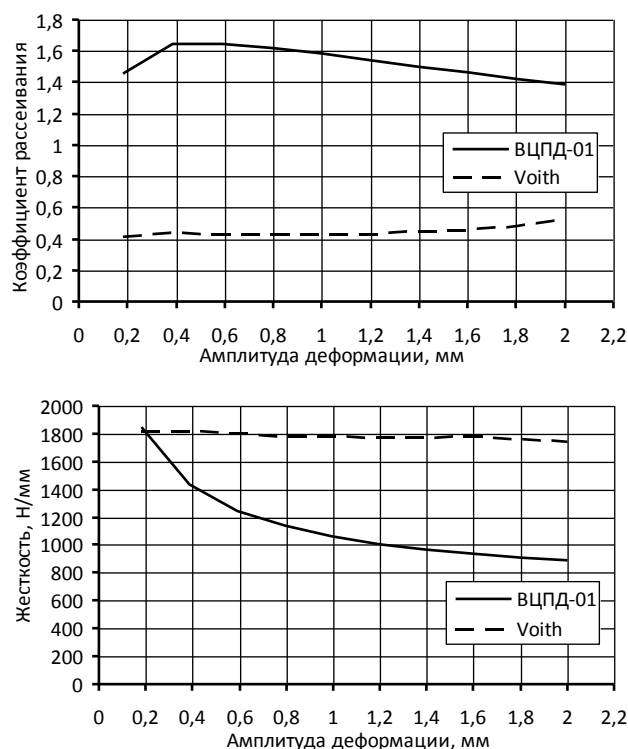


Рисунок 4. Характеристики виброизолятора ВЦПД-01 в сравнении с изделием Voith

Надёжность и высокая эффективность предлагаемых виброзащитных технологий была подтверждена в составе дизель-генератора ДГ-882Л (рисунок 5) при проведении 72 часовых типовых испытаний, по результатам которых в апреле 2017 г. центром технического аудита ОАО «РЖД» выдано разрешение на применение виброизоляторов ВЦПД-01 на серийно выпускаемых силовых установках.



Рисунок 5. Дизель-генератор ДГ-882Л с виброопорами ВЦПД-01

Достигнутые результаты позволили решить стратегически важную задачу импортозамещения зарубежных виброопор на отечественном железнодорожном транспорте, а также укрепить и диверсифицировать уникальное наукоёмкое производство материала МР в ОНИЛ-1 Самарского университета.

С начала работ по данному проекту Самарским университетом изготовлено и поставлено свыше 1500 виброизоляторов ВЦПД-01.

5 Система вибрационной защиты кабины тепловоза ТЭМ-28

В 2015 – 2016 г.г. для проектируемого новейшего маневрового тепловоза ТЭМ-28 производства АО «УК «БМЗ» разработана и внедрена специальная система виброзащиты кабины машиниста, состоящая из устройств гашения вибрации на основе материала МР. Техническое решение заключается в полной виброизоляции обитаемой части тепловоза от несущих конструкций (рисунок 6), по

которым передаётся вибрация и шум от источников.

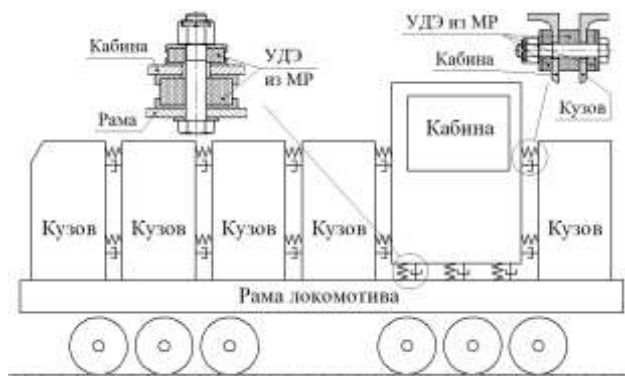


Рисунок 6. Схема системы вибрационной защиты кабины машиниста тепловоза ТЭМ-28

Модуль кабины машиниста соединяется с рамой локомотива посредством 12 штук виброизоляторов (рисунок 7а), выполненных по схеме двустороннего гистерезисного упора на упругодемпфирующих элементах из материала МР, и 8 штук односторонних, показанных на рисунке 7б. Основную статическую нагрузку от кабины массой 3500 кг воспринимает нижний УДЭ, динамическую – оба в равной степени. Поперечные нагрузки воспринимается опорами за счёт сопротивления сдвигу УДЭ, а также с помощью трения по контактными поверхностям.

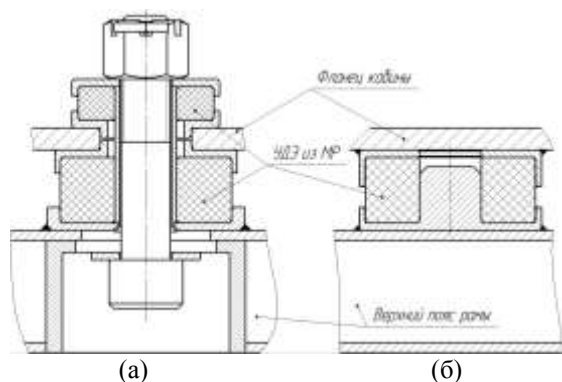


Рисунок 7. МР-опоры кабины тепловоза ТЭМ-28

Для виброизоляции кабины от кузовов введена упругодемпферная развязка в местах креплений, изображённая на рисунке 8. Под головку болта и гайку, а также в межфланцевый зазор помещены демпфирующие шайбы из материала МР, обеспечивающие ослабление механических

связей и гашение вибрации при колебаниях конструкций.

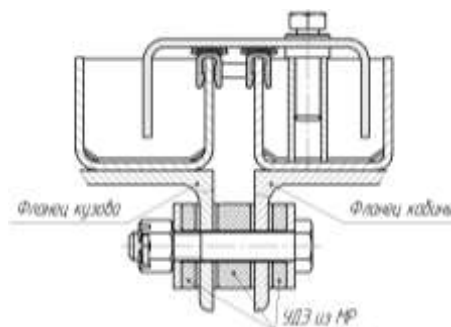


Рисунок 8. Упругодемпферная развязка в соединении кузовов тепловоза ТЭМ-28

Аналогичное решение было применено в поясах межкузовных креплений (рисунок 6) с целью существенного повышения демпфирующей способности конструкции локомотива в целом.

Экспериментальная доводка опытных образцов позволила добиться практически предельных значений (2 – 2.5) по коэффициенту рассеивания для втулочных виброизоляторов из МР в рабочем диапазоне амплитуд виброперемещений 0.2 – 0.3 мм (рисунок 9), тем самым предопределив высокую эффективность предложенной виброзащитной технологии для гашения вибрации в кабине.

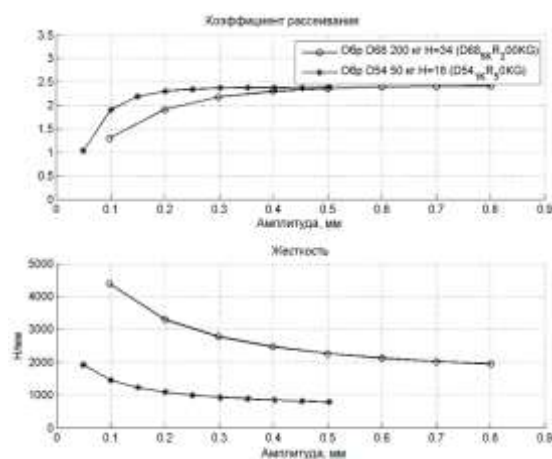


Рисунок 9 – Характеристики УДЭ системы виброзащиты кабины тепловоза ТЭМ-28

Следует отметить, что такого поглощения энергии колебаний невозможно достигнуть в УДЭ из эластомерных материалов, широко применяемых из-за своей дешевизны в транспортном машиностроении.

Коэффициент рассеивания в эластомерах изменяется в пределах 0.01 – 0.6. Поэтому с учётом комплекса предъявляемых к разработке требований (жёсткость, компактность, простота и надёжность конструкции) единственным решением проблемы является применение материала МР, не имеющего аналогов, в том числе за рубежом.

Разработанная система виброзащиты в двух экземплярах была изготовлена ОНИЛ-1 и внедрена на тепловозах под номерами ТЭМ28-001 и ТЭМ28-002 АО «УК «БМЗ». Фотографии с монтажа виброизоляторов на объекте показаны на рисунке 10.



Рисунок 10. Монтаж системы виброзащиты кабины в процессе сборки тепловоза ТЭМ-28

В ноябре 2016 года тепловоз ТЭМ-28 (рисунок 11) вместе с УДЭ из МР успешно завершил 300-часовые эксплуатационные испытания и был сертифицирован для применения ОАО «РЖД». Результаты прошедших испытаний подтвердили заявленную высокую эффективность и надёжность системы виброзащиты кабины машиниста.



Рисунок 11. Тепловоз ТЭМ28-001

6 Заключение

Приведённые примеры внедрения и длительной эксплуатации инновационных изделий на основе материала МР подтверждают его большой потенциал и широкие возможности при решении задач борьбы с опасной вибрацией в транспортном машиностроении.

Представленные научно-технические разработки позволили ликвидировать острейший дефицит эффективных демпфирующих устройств отечественного производства как важнейших компонентов систем вибрационной защиты и безопасности локомотивов ТЭМ-28, ТЭМ-14, а также тепловозных дизель-генераторов ДГ-882Л и ДГ900Т. Это достижение имеет стратегическую значимость для обеспечения суверенитета отрасли железнодорожных перевозок России в связи с непрекращающимся режимом экономических санкций.

Предложенные оригинальные виброзащитные решения обладают универсальностью и не имеют ограничений по применению в других отраслях промышленности: в автомобильном транспорте; в газотурбинной технике; в судовых силовых установках; для борьбы с вибрацией трубопроводных технологических систем. Благодаря этому становится реальной перспектива масштабного замещения зарубежных аналогов в изделиях отечественной техники.

Список использованных источников

[1] Разработка виброизоляторов из МР для снижения вибрации и шума в газотурбовозе и их эквивалентные виброиспытания / А.И. Ермаков, Г.В. Лазуткин, Ф.В. Паровой и др. // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2012. – №3(34). – С. 179-184.

[2] Лазуткин, Г.В. Разработка новых средств виброзащиты на основе материала МР для энергетических систем [Текст] / Г.В. Лазуткин, Д.П. Давыдов, К.В. Бояров // Насосы. Турбины. Системы. – 2017. – № 1 (22). – С. 57-65.

[3] Лазуткин, Г.В. Выбор рациональных параметров втулочных элементов из металлорезины при прессовании [Текст] / Г.В. Лазуткин, Д.П. Давыдов, Т.В. Волкова // Вестник машиностроения. – 2016. – № 7. – С. 37-41.

[4] Евразийский патент 025949, B21F 27/00, B21F 45/00, B21D 53/10. Способ изготовления тонкостенных упругопористых элементов в форме втулок из материала МР [Текст] / Д.П. Давыдов, Г.В. Лазуткин, П.В. Бондарчук и др. – опубл. 28.02.2017. – 2 с.

[5] Pat. US 9610714 United States of America, B23P 17/00, B21D 53/10. Process for the manufacture of thin-walled elastoporous parts in the form of bushing in metal-rubber (MR) [Text] / D.P. Davydov, G.V. Lazutkin, P.V. Bondarchuk etc. – date of patent 04.04.2017. – 10 p.

Danila P. Davydov,
Gennady V. Lazutkin

**DEVELOPMENT OF VIBRATION PROTECTIVE
TECHNOLOGIES BASED ON THE MR
(METALLIC RUBBER) MATERIAL FOR RUSSIAN
LOCOMOTIVES**

Samara University
34, Moskovskoe shosse,
Samara, Russian Federation
443086
onil1@onil1.ru

The article describes the use of the elastic-porous damped wire material MR for solving the problems of ensuring vibration safety when creating locomotives of a new generation. Vibration isolators made of MR material for railway diesel generators and the vibration protection system of the driver's cabin of the TEM-28 locomotive are considered.

Key words: *metallic rubber; mr material; vibration protection; locomotive; diesel engine; cabin; vibration insulator*

References

- [1] Ermakov, A.I., Lazutkin, G.V., Parovai, F.V., Troinikov, A.A. (2012), "Development of vibration insulators made of MR material to reduce vibration and noise in a gas turbine locomotive and their equivalent vibration tests" [Razrabotka vibroizolyatorov iz MR dlya snizheniya vibracii i shuma v gazoturbovoze i ih ekvivalentnye vibroispytaniya], *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta*, No. 3, pp. 179-184. (in Russian)
- [2] Lazutkin, G.V., Davydov, D.P., Boyarov, K.V. (2017), "Development of new vibration protection based on MR material for energy systems" [Razrabotka novyh sredstv vibrozashchity na osnove materiala MR dlya energeticheskikh sistem], *Nasosy. Turbiny. Sistemy*, No. 1, pp. 57-65. (in Russian)
- [3] Lazutkin, G.V., Davydov, D.P., Volkoka, T.V. (2016), "The selection of rational parameters of sleeve elements made of metallic rubber material during pressing" [Vybor racional'nykh parametrov vtulochnykh elementov iz metallorезины pri pressovanii], *Vestnik mashinostroeniya*, No. 7, pp. 37-41. (in Russian)
- [4] Eurasian patent 025949, B21F 27/00, B21F 45/00. Process for the manufacture of thin-walled elastoporous parts in the form of bushing in metallic rubber [Sposob izgotovleniya tonkostennykh uprugoporistykh elementov v forme vtulok iz materiala MR] / D.P. Davydov, G.V. Lazutkin, P.V. Bondarchuk etc. – date of patent 28.02.2017. – 2 p. (in Russian)
- [5] Pat. US 9610714 United States of America, B23P 17/00, B21D 53/10. Process for the manufacture of thin-walled elastoporous parts in the form of bushing in metal-rubber (MR) [Text] / D.P. Davydov, G.V. Lazutkin, P.V. Bondarchuk etc. – date of patent 04.04.2017. – 10 p.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ОБКАТКИ РОЛИКОМ НА ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ ВАЛОВ С НАПРЕССОВАННОЙ ВТУЛКОЙ

**В.Ф. Павлов,
В.С. Вакулюк,
В.П. Сазанов,
А.В. Ефросинин**

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С.П. Королева
Московское шоссе, 34,
г. Самара, Российская Федерация,
443086
pavlov.vf@ssau.ru

Исследовано влияние обкатки роликом на предел выносливости при изгибе валов диаметром 25 мм и 50 мм из стали 20 и диаметром 25 мм из стали 40Х с напрессованной втулкой. Установлено, что на предел выносливости обкатанных роликом валов с напрессованной втулкой существенное влияние оказывают не только величина, но и характер распределения сжимающих остаточных напряжений в их опасном сечении. Оценка влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости валов по критериям остаточных напряжений на поверхности и среднеинтегральных остаточных напряжений показала, что для прогнозирования приращения предела выносливости упрочнённых валов с напрессованной втулкой следует рекомендовать критерий среднеинтегральных остаточных напряжений, вычисленный по толщине поверхностного слоя опасного сечения детали, равной критической глубине нераспространяющейся трещины усталости. Показано, что с увеличением диаметра вала с напрессованной втулкой необходимо увеличивать толщину упрочнённого поверхностного слоя со сжимающими остаточными напряжениями.

Ключевые слова: обкатка роликом; напрессованная втулка; предел выносливости; остаточные напряжения; критерий среднеинтегральных остаточных напряжений

1 Введение

Для повышения сопротивления усталости деталей машин широкое применение на практике находят различные методы поверхностного пластического деформирования (ППД). Одним из методов ППД, наиболее часто используемым для повышения предела выносливости валов, является обкатка роликом. В связи с этим было исследовано влияние обкатки роликом на предел выносливости валов с напрессованной втулкой, являющейся весьма резким концентратором напряжений, которая приводит к значительному снижению сопротивления усталости валов.

2 Предмет исследования

В исследовании изучалось влияние обкатки роликом на предел выносливости поверхностно упрочнённых цилиндрических валов диаметрами $D = 25$ мм, $D = 50$ мм из стали 20 и диаметром $D = 25$ мм из стали

40Х с напрессованной втулкой. Механические характеристики используемых для валов материалов приведены в таблице 1.

Таблица 1. Механические характеристики материалов

Материал	σ_s , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	ψ , %	S_k , МПа
сталь 20	522	395	26,1	65,9	1416
40Х	751	444	17,6	60,7	1330

Влияние обкатки роликом на приращение предела выносливости валов при изгибе $\Delta\sigma_{-1}$ в случае симметричного цикла оценивалось по двум критериям. Во-первых, по критерию осевых остаточных напряжений $\sigma_z^{нов}$ на поверхности валов, использованному в работах [1-6]

$$\Delta\sigma_{-1} = \psi_\sigma |\sigma_z^{нов}|, \quad (1)$$

где ψ_σ – коэффициент влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости по критерию $\sigma_z^{нов}$.

Во-вторых, оценка производилась также по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ [7, 8]

$$\Delta\sigma_{-1} = \bar{\psi}_\sigma |\bar{\sigma}_{ост}|, \quad (2)$$

где $\bar{\psi}_\sigma$ – коэффициент влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости по критерию $\bar{\sigma}_{ост}$;

$$\bar{\sigma}_{ост} = \frac{2}{\pi} \int_0^1 \frac{\sigma_z(\xi)}{\sqrt{1-\xi^2}} d\xi; \quad (3)$$

$\sigma_z(\xi)$ – осевые остаточные напряжения в опасном сечении детали (образца) с концентратором напряжений по толщине поверхностного слоя a ; $\xi = a/t_{кр}$ – расстояние от поверхности детали до текущего слоя, выраженное в долях $t_{кр}$; $t_{кр}$ – критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости, возникающей в упрочнённой детали с концентратором напряжений при работе на пределе выносливости.

3 Результаты исследования

Сжимающие остаточные напряжения в поверхностном слое валов создавались обкаткой роликом диаметром 60 мм с профильным радиусом 1,6 мм при усилиях $P = 0,5$ кН (ОР1) и $P = 1,0$ кН (ОР2). Распределение осевых σ_z остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя a определялось экспериментально методом колец и полосок [9] и для валов диаметром 25 мм представлено на рисунке 1.

Из данных рисунка 1 видно, что при обкатке роликом на одних и тех же режимах ($P = 1,0$ кН) характер распределения сжимающих остаточных напряжений в валах из стали 40Х существенно отличается от характера распределения остаточных напряжений в валах из стали 20. Сжимающие остаточные напряжения в валах из стали 40Х (эпюра 3) значительно выше

как по величине, так и по глубине залегания, чем в валах из стали 20 (эпюра 2), то есть распределение остаточных напряжений в валах из стали 40Х является более полным. Это различие в характере распределения остаточных напряжений, как будет показано ниже, существенно сказывается на сопротивлении усталости упрочнённых обкаткой роликом валов из сталей 20 и 40Х.

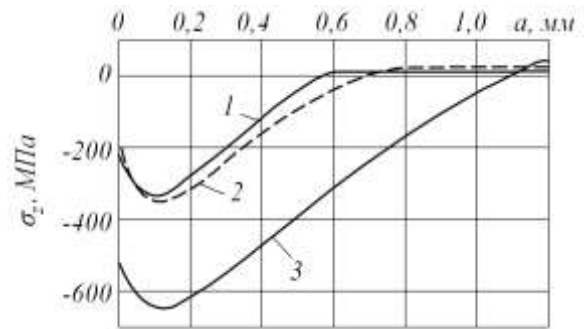


Рисунок 1. Осевые остаточные напряжения σ_z в упрочнённых обкаткой роликом валах диаметром $D = 25$ мм из стали 20 (1, 2) и стали 40Х (3) при: $P = 0,5$ кН (1) и $P = 1,0$ кН (2, 3)

Следует обратить внимание также на значительную величину наибольших сжимающих остаточных напряжений в валах из стали 40Х, составляющих -620 МПа и превышающих предел текучести материала (таблица 1). Этому факту дано объяснение в работе [10], где показано, что наибольшая величина сжимающих остаточных напряжений в упрочнённом поверхностном слое деталей может превышать даже сопротивление разрыву S_k материала детали на 15%. Из данных таблицы 1 и рисунка 1 видно, что этот предел в исследуемом случае не достигнут.

Испытания валов с напрессованной втулкой на усталость при изгибе в случае симметричного цикла проводились на машинах УММ-01 и УМП-02 [11], база испытаний – $3 \cdot 10^6$ циклов нагружения. Значения пределов выносливости валов σ_{-1} представлены в таблице 2. Можно видеть, что приращение предела выносливости упрочнённых роликом при $P = 1,0$ кН валов диаметром 25 мм из стали 40Х почти в два раза выше, чем валов из стали 20, что

объясняется бóльшей величиной сжимающих остаточных напряжений и более полным их распределением по толщине поверхностного слоя, равной критической глубине нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$ [8, 12].

На примере валов диаметром 25 мм из стали 20, обкатанных роликом при $P = 0,5$ кН и $P = 1,0$ кН, можно проанализировать влияние характера распределения остаточных напряжений по толщине упрочнённого поверхностного слоя на предел выносливости. При практически одинаковых осевых σ_z остаточных напряжениях на поверхности валов ($\sigma_z^{нов} = -220$ МПа и $\sigma_z^{нов} = -210$ МПа) и наибольших напряжениях ($\sigma_z^{наиб} = -350$ МПа и $\sigma_z^{наиб} = -360$ МПа) бóльшая глубина

залегания сжимающих остаточных напряжений при $P = 1,0$ кН ($a = 0,70$ мм), чем при $P = 0,5$ кН ($a = 0,52$ мм) приводит к бóльшему увеличению предела выносливости. Приращение предела выносливости поверхностно упрочнённых валов при $P = 0,5$ кН составляет 50 МПа, а при $P = 1,0$ кН – 70 МПа, то есть на 40% выше. Приращение предела выносливости обкатанных роликом валов диаметром 50 мм из стали 20 более чем в два раза меньше по сравнению с валами диаметром 25 мм. Эти результаты указывают на то, что распределение сжимающих остаточных напряжений в поверхностно упрочнённых деталях должно быть наиболее полным по толщине поверхностного слоя опасного сечения, равной критической глубине $t_{кр}$ нераспространяющейся трещины усталости.

Таблица 2. Результаты определения остаточных напряжений и испытаний на усталость валов с напрессованной втулкой

Материал	D, мм	K_σ	Неупрочнённые образцы σ_{-1} , МПа	Упрочнённые образцы						
				обработка	σ_{-1} , МПа	$\sigma_z^{нов}$, МПа	ψ_σ	$t_{кр}$, мм	$\bar{\sigma}_{ост}$, МПа	$\bar{\psi}_\sigma$
сталь 20	25	2,33	100	ОР1	150	-220	0,227	0,535	-148	0,338
				ОР2	170	-210	0,333	0,540	-201	0,348
	50	2,97	87,5	ОР1	107,5	-180	0,111	1,02	-64	0,313
				ОР2	112,5	-170	0,147	1,14	-82	0,305
40X	25	3,95	162,5	ОР2	285	-520	0,235	0,523	-484	0,253

Следует отметить, что полученные в исследовании значения $t_{кр}$ незначительно отличаются от величин критической глубины нераспространяющейся трещины усталости, вычисленных по формуле (4) работы [12]

$$t_{кр} = 0,0216D, \quad (4)$$

где D – диаметр опасного сечения детали.

Для определения критической глубины $t_{кр}$ нераспространяющейся трещины усталости выстоявшие базу испытаний упрочнённые роликом валы при напряжении, равном пределу выносливости, доводились до разрушения при бóльшем

напряжении. На изломах этих валов просматривались нераспространяющиеся усталостные трещины, средняя глубина которых приведена в таблице 2. На рисунке 2 в качестве примера представлена фотография излома вала диаметром 25 мм из стали 20, упрочнённого обкаткой роликом при $P = 1,0$ кН. На фотографии видна нераспространяющаяся трещина l , имеющая серповидную форму. Серповидная форма трещины обусловлена тем, что изгиб валов при испытаниях на усталость осуществлялся в одной плоскости. За критическую глубину трещины $t_{кр}$ в этом случае принималась

наибольшая глубина, то есть глубина трещины в наиболее удалённой от нейтральной оси точке опасного сечения вала.

Критерий среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ вычислялся по формуле (3) с использованием распределения остаточных напряжений, приведённого на рисунке 1, по толщине поверхностного слоя валов, равной критической глубине $t_{кр}$ нераспространяющейся трещины усталости. Значения $\bar{\sigma}_{ост}$ представлены в таблице 2. Коэффициенты влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости ψ_{σ} и $\bar{\psi}_{\sigma}$, которые определялись по формулам (1) и (2), также приведены в таблице 2.

Сравнивая значения коэффициента ψ_{σ} , учитывающего влияние поверхностного упрочнения по критерию $\sigma_z^{нов}$, для валов из стали 20, можно видеть, что величина этого коэффициента для двух вариантов упрочнения различается в три раза. Такое существенное различие коэффициента ψ_{σ} не позволяет использовать критерий осевых остаточных напряжений $\sigma_z^{нов}$ на поверхности опасного сечения для оценки влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости детали.



Рисунок 2. Фрагмент излома упрочнённого обкаткой роликом при $P = 1,0$ кН вала из стали 20: 1 – нераспространяющаяся трещина усталости, 2 – зона долома

Анализируя значения коэффициента $\bar{\psi}_{\sigma}$, учитывающего влияние поверхностного

упрочнения по критерию $\bar{\sigma}_{ост}$, можно видеть, что для упрочнённых роликом валов из стали 40X этот коэффициент меньше, чем для образцов из стали 20. Это различие объясняется большей чувствительностью стали 40X к концентрации напряжений по сравнению со сталью 20, что подробно исследовано в работе [13].

В таблице 2 приведены значения эффективного коэффициента концентрации напряжений K_{σ} , определённого для вала с напрессованной втулкой по данным работы [13]. Видно, что для валов диаметром 25 мм из стали 40X коэффициент K_{σ} в 1,7 раза больше, чем для валов такого же диаметра из стали 20. С увеличением диаметра вала (сталь 20) коэффициент K_{σ} увеличивается, поэтому коэффициент $\bar{\psi}_{\sigma}$ влияния остаточных напряжений по критерию $\bar{\sigma}_{ост}$ уменьшается.

В работе [14] на основании многочисленных экспериментов была установлена зависимость между коэффициентом влияния $\bar{\psi}_{\sigma}$ и эффективным коэффициентом концентрации напряжений K_{σ} в виде

$$\bar{\psi}_{\sigma} = 0,514 - 0,065 K_{\sigma}. \quad (5)$$

Значения коэффициента $\bar{\psi}_{\sigma}$, вычисленные по зависимости (5), составили: для случая валов из стали 20 диаметром 25 мм – 0,362, диаметром 50 мм – 0,327, для случая валов из стали 40X – 0,257, то есть коэффициенты $\bar{\psi}_{\sigma}$, полученные в настоящем исследовании (таблица 2), незначительно отличаются от вычисленных по формуле (5) величин. Следовательно, критерий среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ может быть использован для прогнозирования предела выносливости поверхностно упрочнённых валов с напрессованной втулкой.

4 Выводы

1. На предел выносливости обкатанных роликом валов с напрессованной втулкой существенное влияние оказывают не только величина, но и характер распределения сжимающих остаточных напряжений в их опасном сечении по толщине поверхностного слоя, равной критической глубине $t_{кр}$ нераспространяющейся трещины усталости.

2. Оценка влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости по критерию остаточных напряжений $\sigma_z^{нов}$ на поверхности валов с напрессованной втулкой приводит к существенному различию коэффициента ψ_σ , что делает невозможным использование критерия $\sigma_z^{нов}$ на практике.

3. Оценка влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ с учётом эффективного коэффициента концентрации напряжений K_σ даёт приемлемые для практики результаты, так как коэффициент $\bar{\psi}_\sigma$ изменяется в существенно меньших пределах, чем коэффициент ψ_σ . Поэтому критерий $\bar{\sigma}_{ост}$ представляется возможным использовать для прогнозирования предела выносливости обкатанных роликом валов с напрессованной втулкой.

4. С увеличением диаметра вала с напрессованной втулкой необходимо увеличивать толщину упрочнённого поверхностного слоя со сжимающими остаточными напряжениями.

Список использованных источников

[1] Свешников Д.А., Кудрявцев И.В., Гуляева Н.А., Голубовская Л.Д. Сопротивление усталости цементованных и цианированных сталей применительно к зубчатым колёсам // Вопросы прочности и долговечности машиностроительных материалов и деталей. М.: ВНИИТМАШ, ОНТИ. 1966. С. 48-55.

[2] Кравченко Б.А., Митряев К.Ф. Обработка и выносливость высокопрочных материалов. Куйбышев: Куйбышевское книжное издательство, 1968. 131 с.

[3] Серенсен С.В., Борисов С.П., Бородин Н.А. К вопросу об оценке сопротивления усталости поверхностно упрочнённых образцов с учётом кинетики остаточной напряжённости // Проблемы прочности. 1969. №2. С. 3-7.

[4] Туровский М.Л., Шифрин Н.М. Концентрация напряжений в поверхностном слое цементованной стали // Вестник машиностроения. 1970. №11. С. 37-40.

[5] Иванов С.И., Павлов В.Ф. Влияние остаточных напряжений на усталостную прочность // Проблемы прочности. 1976. №5. С. 25-27.

[6] Иванов С.И., Павлов В.Ф., Прохоров А.А. Влияние остаточных напряжений на сопротивление усталости при кручении в условиях концентрации напряжений // Проблемы прочности. 1988. №5. С. 31-33.

[7] Павлов В.Ф. О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напряжений // Известия вузов. Машиностроение. 1986. №8. С. 29-32.

[8] Павлов В.Ф., Кирпичёв В.А., Вакулук В.С. Прогнозирование сопротивления усталости поверхностно упрочнённых деталей по остаточным напряжениям. Самара: Издательство СНЦ РАН, 2012. 125 с.

[9] Иванов С.И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом колец и полосок. Остаточные напряжения // Куйбышев: КуАИ. 1971. Вып. 53. С. 32-42.

[10] Радченко В.П., Павлов В.Ф. Наибольшая величина сжимающих остаточных напряжений при поверхностном упрочнении деталей // Труды МНТК «Прочность материалов и элементов конструкций». Киев: ИПП им.Г.С. Писаренко НАНУ. 2011. С. 354-357.

[11] Филатов Э.Я., Павловский В.Э. Универсальный комплекс машин для испытания материалов и конструкций на усталость. Киев: Наукова Думка, 1985. 92 с.

[12] Павлов В.Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение I. Сплошные детали // Известия вузов. Машиностроение. 1988. №8. С. 22-26.

[13] Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчёт деталей машин на прочность. М.: Машиностроение, 1975. 488 с.

[14] Кирпичёв В.А., Филатов А.П., Каранаева О.В., Чирков А.В., Семёнова О.Ю. Прогнозирование предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей при различной степени концентрации напряжений // Труды МНТК «Прочность материалов и элементов конструкций». Киев: ИПП им. Г.С. Писаренко НАНУ. 2011. С. 678-685.

THE ESTIMATION OF ROLLER STRENGTHENING INFLUENCE ON THE ENDURANCE LIMIT OF SHAFTS WITH PRESSURIZED HUB

**Valentin F. Pavlov,
Vladimir S. Vakulyuk,
Vyacheslav P. Sazanov,
Arsenij V. Efrosinin**

Samara National
Research University
34, Moskovskoe shosse,
Samara, Russian Federation
443086
pavlov.vf@ssau.ru

The influence of roller strengthening on endurance limit under bending of the 25 mm and 50 mm diameter shafts made of steel 20 and 25 mm diameter shafts made of steel 40X with a pressurized hub has been examined. It's been stated that the endurance limit of roller strengthened shafts with a pressurized hub depends not only on a value of compressive residual stresses in their dangerous section but on the character of its distribution. The valuation of a surface hardening influence on the endurance limit of shafts by the surface residual stresses criterion and the average integral residual stresses criterion has been shown that the average integral residual stresses criterion calculated through the part's dangerous section surface layer thickness equal the critical depth of the non-propagating fatigue crack can be recommended for the hardened shafts with a pressurized hub endurance limit increase prediction. It's been shown that on a diameter of a shaft with a pressurized hub raising it is necessary to increase a thickness of a hardened surface layer with compressive residual stresses.

Key words: roller strengthening; pressurized hub; endurance limit; residual stresses; average integral residual stresses criterion

References

- [1] Svешников, D.A., Kudryavtsev, I.V., Gulyaeva, N.A., Golubovskaya, L.D., (1966) Soprotivleniye ustalosti tsementovannykh i tzianirovannykh stalej primenitel'no k zubchatym kolesam [Cemented and cyanided steels fatigue resistance with reference to toothed wheels]. *Voprosy prochnosti i dolgovechnosti mashinostroitel'nykh materialov i detalej. M.: VNIITMASH, ONTI* [Questions of strength and durability of engineering materials and parts. Moscow: All-Union Scientific Research Institute of Mechanical Engineering Technology], pp. 48-55. (in Russian).
- [2] Kravchenko, B.A., Mitryaev, K.F., (1968) Obrabotka i vynoslivost' vysokoprochnykh materialov [Machining and endurance of high-strength materials]. *Kuibyshev: Kuibyshevskoe knizhnoe izdatel'stvo* [Kuibyshev: Kuibyshev Publishing House], 131 pp. (in Russian).
- [3] Serensen, S.V., Borisov, S.P., Borodin, N.A., (1969) K voprosu ob otzenke soprotivleniya ustalosti poverhnostno uprochnyonykh obraztsov s uchetom kinetiki ostatochnoy napryajennosti [On surface hardened specimens fatigue resistance evaluation taking into account residual stress kinetics]. *Problemy prochnosti* [Strength problems], no. 2, pp. 3-7. (in Russian).
- [4] Turovsky, M.L., Shifrin, N.M., (1970) Kontzentratsiya napryazhenij v poverhnostnom sloe tsementovannoy stali [Stress concentration in the surface layer of cemented steel]. *Vestnik mashinostroyeniya* [Mechanical Engineering Bulletin], no. 11, pp. 37-40. (in Russian).
- [5] Ivanov, S.I., Pavlov, V.F., (1976) Vliyanie ostatochnykh napryazhenij na ustalostnuyu prochnost' [Residual stresses influence on fatigue strength]. *Problemy prochnosti* [Strength problems], no. 5, pp. 25-27. (in Russian).
- [6] Ivanov, S.I., Pavlov, V.F., Prokhorov, A.A., (1988) Vliyanie ostatochnykh napryazhenij na soprotivlenie ustalosti pri kruchenii v usloviyah koncentracii napryazhenij [Residual stresses influence on fatigue resistance under torsion in stresses concentration conditions]. *Problemy prochnosti* [Strength problems], no. 5, pp. 31-33. (in Russian).
- [7] Pavlov, V.F., (1986) O svyazi ostatochnykh napryazhenij i predela vynoslivosti pri izgibe v usloviyah koncentracii napryazhenij [On connection between residual stresses and endurance limit under bending in stresses concentration conditions]. *Izvestiya vusov. Mashinostroeniye* [Universities News. Mechanical Engineering], no. 8, pp. 29-32. (in Russian).
- [8] Pavlov, V.F., Kirpichev, V.A., Vakulyuk, V.S., (2012) Prognozirovanie soprotivleniya ustalosti poverhnostno uprochnyonykh detalej po ostatochnym napryazheniyam [The prediction of surface hardened parts fatigue resistance by residual stresses]. *Samara: Izdatel'stvo SNC RAN* [Samara: Samara scientific centre Publishing House of the Russian Academy of Sciences], 125 pp. (in Russian).
- [9] Ivanov, S.I., (1971) K opredeleniyu ostatochnykh napryazhenij v cilindre metodom kolec i polosok. Ostatochnye napryazheniya [On determination of residual stresses in cylinder by rings-and-stripes method. Residual stresses]. *Kuibyshev: KuAI* [Kuibyshev Aviation Institute], issue 53, pp. 32-42. (in Russian).

[10] Radchenko, V.P., Pavlov, V.F., (2011) Naibol'shaya velichina sjimayutschych ostatochnyh napryazhenij pri poverhnostnom uprochnenii detalej [The maximum of compressive residual stresses under surface hardening of parts]. *Trudy MNTK «Prochnost' materialov i elementov konstrukcij»*. Kiev: IPP im. G.S. Pisarenko NANU [Proceedings of the International Scientific Technical Conference "Strength of materials and structural elements". Kiev: The G.S. Pisarenko Strength Problems Institute of the Ukraine Academy of Sciences], pp. 354-357. (in Russian).

[11] Filatov, E.Ya., Pavlovsky, V.E., (1985) Universal'niy complex mashin dlya ispytaniya materialov i konstruktzij na ustalost' [Universal machine complex for fatigue tests of materials and structures]. Kiev: *Naukova Dumka* [Kiev: Scientific Thought], 92 pp. (in Russian).

[12] Pavlov, V.F., (1988) Vliyanie na predel vynoslivosti velichiny i raspredeleniya ostatochnyh napryazhenij v poverhnostnom sloe detali s koncentratorom. Soobshchenie I. Sploshnye detali [The influence of residual stresses in a part with a concentrator surface layer value and distribution on the endurance limit. Report 1. Solid parts]. *Izvestiya vusov. Mashinostroeniye* [Universities News. Mechanical Engineering], no. 8, pp. 22-26. (in Russian).

[13] Serensen, S.V., Kogayev, V.P., Shneyderovich, R.M., (1975) Nesutchaya sposobnost' i raschet detaley mashin na prochnost' [Carrying capacity and strength analysis of machine elements]. Moscow: *Mashinostroyeniye* (Mechanical Engineering), 488 pp. (in Russian).

[14] Kirpichev, V.A., Filatov, A.P., Karanaeva, O.V., Chirkov, A.V., Semenova, O.Yu., (2011) Prognozirovaniye predela vynoslivosti poverhnostno uprochnyonyh detalej pri razlichnoy stepeni contzentratzii napryazhenij [Surface hardened parts endurance limit prediction under various degree of stress concentration]. *Trudy MNTK «Prochnost' materialov i elementov konstrukcij»*. Kiev: IPP im. G.S. Pisarenko NANU [Proceedings of the International Scientific Technical Conference "Strength of materials and structural elements". Kiev: The G.S. Pisarenko Strength Problems Institute of the Ukraine Academy of Sciences], pp. 678-685. (in Russian).

РАЗРАБОТКА ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДЛЯ ОЦЕНКИ РАСПРОСТРАНЕНИЯ НИЗКОЧАСТОТНОГО ЗВУКА В ГАЗОВОДАХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК С УЧЕТОМ ИСТОЧНИКОВ АКТИВНОЙ КОМПЕНСАЦИИ ЗВУКА

Васильев А.В.

Самарский государственный
технический университет
ул. Молодогвардейская, 244
г. Самара, Российская Федерация,
443100
avassil62@mail.ru

Данная статья посвящена проблемам моделирования и расчета распространения низкочастотного звука в газопроводах энергетических установок с учетом источников активной компенсации звука. Описана структура разработанного программного обеспечения для прогнозирования и расчета распространения низкочастотного звука в газопроводах. Программное обеспечение использует метод четырехполюсников и учитывает излучение от дополнительного (активного) источника. С использованием программного обеспечения можно оценить параметры источника звука для обеспечения эффективного снижения звука. Приведены примеры использования разработанного программного обеспечения для расчета шума впуска и выпуска двигателя внутреннего сгорания. Результаты расчетов показывают, возможность использования программного обеспечения, основанного на методе четырехполюсников, для акустической оценки параметров газопроводов и глушителей шума для различных областей применения.

Ключевые слова: низкочастотный звук, газопровод, энергетическая установка, моделирование, расчет, программное обеспечение

1 Введение

Наличие и постепенное расширение автотранспортного парка в крупных зарубежных и российских городах вызывает уплотнение транспортных потоков. Это вызывает увеличение интенсивности акустического воздействия на прилегающие к автодорогам селитебные территории. Наблюдается следующая тенденция: при снижении за последние два десятилетия шума автомобилей на 8-10 дБА, уровень шума в городах продолжает ежегодно возрастать в среднем на 0,5-1,0 дБА. Основной причиной этого является увеличение числа эксплуатируемых автомобилей [2, 7, 8]. Проведённые в Московском автомобильно-дорожном институте исследования [8] показывают, что в общую звуковую мощность транспортного шума на улицах Москвы значительный вклад вносят легковые автомобили.

Доля каждого из источников шума автомобиля в общем шуме зависит от

широкого ряда факторов (таких, как тип автомобиля, применяемые шумозащитные средства, режим движения, тип дорожного покрытия, марка шины и пр.).

Снижение шума автомобиля является комплексным мероприятием. Для снижения шума двигателя применяют материалы с повышенными вибродемпфирующими свойствами, используют виброизолирующие прокладки в местах установки поддона. Уменьшение шума вентилятора достигается за счёт уменьшения числа лопастей, применения неметаллических материалов, снижения частоты вращения.

Шум шин зависит от качества дорожного покрытия, типа шины, погодных условий и др. [5].

Шум выпуска является наиболее интенсивным среди других источников шума автомобиля (незаглушенный шум выхлопа достигает 120-130 дБА), автомобиль оборудуется штатным глушителем шума выпуска, от качества которого в большой степени зависит и

общий шум. В ряде случаев (преимущественно для отечественных автомобилей) вторым по значимости становится шум впуска, обусловленный в основном пульсацией давления, возникающих в результате открытия и закрытия впускного клапана [1, 2, 7, 8].

В отличие от высоко- и среднечастотного шума, снижение которого достаточно эффективно осуществляется традиционными средствами: пассивными (реактивными, диссипативными) глушителями и звукоизоляцией, для уменьшения низкочастотного шума гораздо эффективнее применять методы активной компенсации.

Численные методы (метод конечных элементов, метод граничных элементов, их комбинация) по сравнению с аналитическими методами, несомненно, обладают более широкими возможностями. Однако такое моделирование и программное обеспечение довольно дорогостоящее. В связи с этим оно используется в системах, где преобладает трёхмерное представление объекта моделирования. Передача и излучение шума в газоваодах систем энергетических установок в низкочастотном диапазоне и параметры глушителей шума могут быть эффективно описаны с помощью аналитической одномерной модели, основанной на методе электроакустических аналогий [3, 9].

Данная работа посвящена проблемам моделирования и расчета распространения низкочастотного звука в газоваодах энергетических установок с учетом источников активной компенсации звука. Разработано специализированное программное обеспечение, позволяющее рассчитывать распространение низкочастотного звука в газоваодах энергетических систем и оценивать эффективность его снижения с учетом источника активной компенсации звука.

2 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Так как система газоваодов представляет собой набор акустических устройств,

выполненных в виде труб с различными сочленениями: расширениями, камерами, отводными каналами и т. п., а область применения активных систем компенсации ограничивается низкочастотным диапазоном (20-300 Гц), используем для моделирования хорошо известный метод электроакустических аналогий. Весь звукопровод разбивается на отрезки волноводов. Так как неоднородности звукопровода меньше длины волны, их можно рассматривать как элементы с сосредоточенными параметрами.

При этом делаются следующие допущения:

1. При движении газового потока по волноводу возмущения давления p и плотности ρ малы по сравнению с величинами для внешней среды p_0 и ρ_0 ;
2. Пренебрегаем небольшими колеблющимися величинами при описании формы одномерных колебаний акустического давления (т. е. волновое уравнение является линейным);
3. Операторы дифференцирования в волновом уравнении являются «линейными».

Отрезки труб, сужения, расширения, заслонки, щели и другие части звукопроводов в приближенной теории являются акустическими элементами. Каждый элемент при этом соответствует пассивному четырехполюснику в терминологии электроакустических аналогий, который может быть представлен в виде передаточной матрицы размерностью 2×2 . В данном контексте действуют следующие аналогии (таблица 1).

Таблица 1. Электроакустические аналогии

P	акустическое давление	\Rightarrow	U	электрическое напряжение
\dot{X}	объемная скорость	\Rightarrow	i	электрический ток
z_a	акустический импеданс	\Rightarrow	z	электрический импеданс

Параллельно с электроакустической моделью, расчёт которой осуществляется в частотной области, в программе реализована дискретно-временная модель. Её назначение – моделирование цифровой системы управления, формирование различного рода сигналов, а также предоставления таких инструментов визуализации рассчитанных результатов, как осциллограф, анализатор спектра и т. п. Дискретно-временная модель строится на основе «дискретных цифровых элементов». Такой элемент имеет некоторое количество вход i и некоторое количество выходов o . На входы подаются сигналы (вещественные числа), согласно реализуемой элементом функции осуществляется вычисление выходных сигналов. Некоторые элементы, например такие, как «осциллограф» ($i=1, o=0$) только считывают информацию со входов и отображают её в своей экранной форме. Другие же, например «генератор гармонических сигналов» ($i=0, o=1$) лишь формируют сигналы на своём выходе. Более сложные элементы, подобные модели

контроллера осуществляют расчёт выходных сигналов по собственной подпрограмме.

На рисунке 1 представлена иерархическая схема применяемых в программе элементов.

Акустические элементы в программе делятся на три типа:

1. «Источник» – имитация реальных источников звука (громкоговоритель, ДВС); моделируется набором гармоник (частота, амплитуда, фаза).

2. «Проводник» – имитирует различные части звукопровода; моделируется матрицей передачи.

3. «Излучатель» – описывает передачу акустической мощности из газовада в окружающую среду и отражение от открытого конца трубы.

Каждый акустический элемент характеризуется следующими свойствами:

- Количество присоединений, n ;
- Математическое описание;
- Геометрическая форма и размер сечений волновода в местах стыковки.

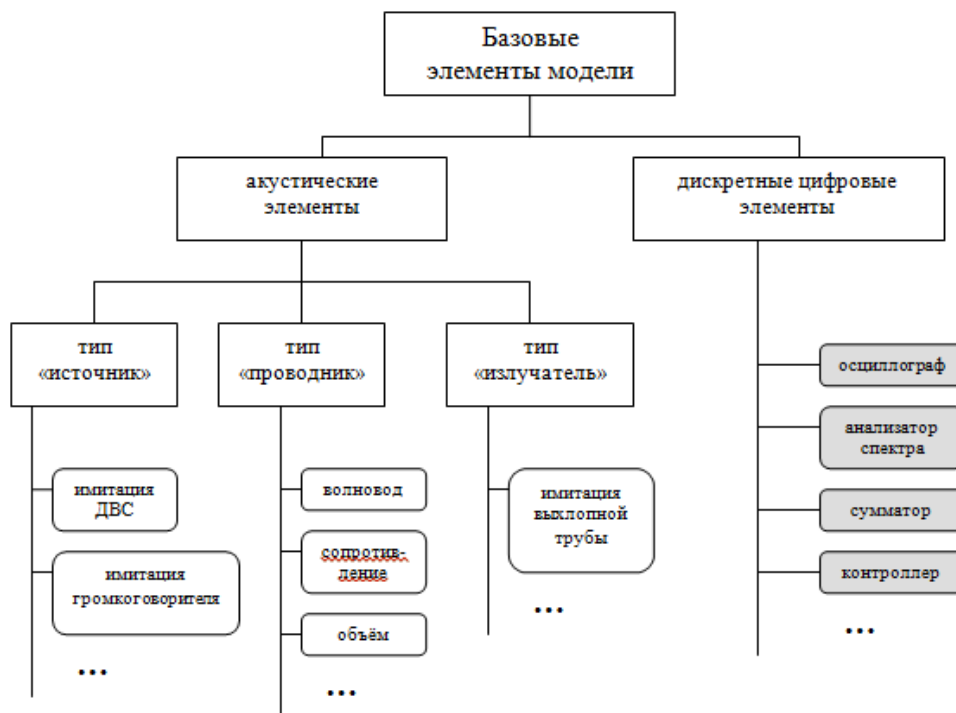


Рисунок 1. Иерархия элементов модели

2.1. Количество соединений, n

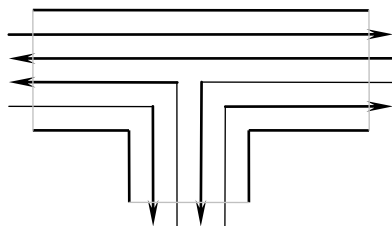
Определяет количество возможных соединений с другими акустическими элементами. Например, для трубы-волновода $n = 2$, для тройника $n = 3$, для излучателя или источника $n = 1$.

2.2. Математическое описание

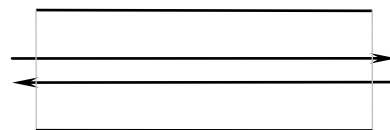
В программном коде для каждого акустического элемента описываются выражения для каждого элемента матрицы передачи (пассивный четырехполюсник в терминологии электроакустических аналогий):

$$\begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix}, \quad (1)$$

в виде:



а)



б)

Рисунок 2. Возможные направления прохождения звуковой волны

2.3. Геометрическая форма и размер сечений волновода в местах стыковки

Каждое присоединение описывается геометрическими размерами его сечения. Построение модели звукопровода осуществляется путём его сборки из отдельных акустических элементов. Каждый элемент может стыковаться с другим элементом, обладающим входом с таким же сечением.

В дополнение к этому элемент типа «источник» содержит список (массив) мод, каждая из которых характеризуется

$$\begin{aligned} A &= a(\omega, \dots), \\ B &= b(\omega, \dots), \\ C &= c(\omega, \dots), \\ D &= d(\omega, \dots), \end{aligned} \quad (2)$$

где ω – частота звуковой волны.

Т. е. все элементы матрицы представляются как функции от частоты и некоторых других параметров, индивидуальных для каждого акустического элемента (геометрические характеристики, например, для трубы площадь сечения и длина).

При этом подобные матрицы передачи акустического элемента составляются для всех направлений, т. е. всех возможных вариантов пар «вход-выход». Таким образом, для трубы будет определено две матрицы, для тройника – шесть. На рисунке 2 каждая линия изображает одно из возможных направлений передачи.

следующими величинами: частота, амплитуда, фаза.

В общем случае источник является многомодовым, однако в простейших случаях представляется одной гармоникой. Для упрощения хранения набора гармоник и упрощения обработки посредством дискретного преобразования Фурье список мод представим в виде массива комплексных чисел, действительная часть которых определяет амплитуду, мнимая – фазу, а порядковый номер в массиве – соответствующую ему частоту.

Сочленение временной и частотной моделей происходит путём введения

специальных элементов обладающих входами/выходами обоих типов. Основные из них:

1. «Одномодовый громкоговоритель». На входе: сигналы, задающие амплитуду волны A , частоту ω , фазу ϕ . На выходе: гармоника с соответствующими характеристиками:

$$P = A \cdot e^{j(\omega t + \phi)}$$

$$\dot{X} = P/Z_a \quad , \quad (3)$$

2. «Многомодовый громкоговоритель». На входе: сигнал задающий амплитуду волны $A(t)$. На выходе: N гармоник, пересчитанных быстрым преобразованием Фурье (FFT) по выборке из $A(t)$.

3. «Излучатель с микрофоном». На входе: присоединение к волноводу. На

выходе: рассчитанная по всем модам от всех источников $P\Sigma(t)$.

3 ПРОГРАММНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ

Интерфейс программы построен по идеологии, схожей с модулем Simulink™ пакета MATLAB™. Добавление элементов осуществляется перетаскиванием их мышью из панели элементов на рабочее пространство. Перемещение элементов в рабочем пространстве и создание между ними связей также производится при помощи мыши. Двойным щелчком по элементу вызывается индивидуальная оконная форма данного элемента. Она отображает визуальную информацию по элементу и позволяет редактировать его параметры.

Пользовательский интерфейс программы продемонстрирован на рисунке 3.

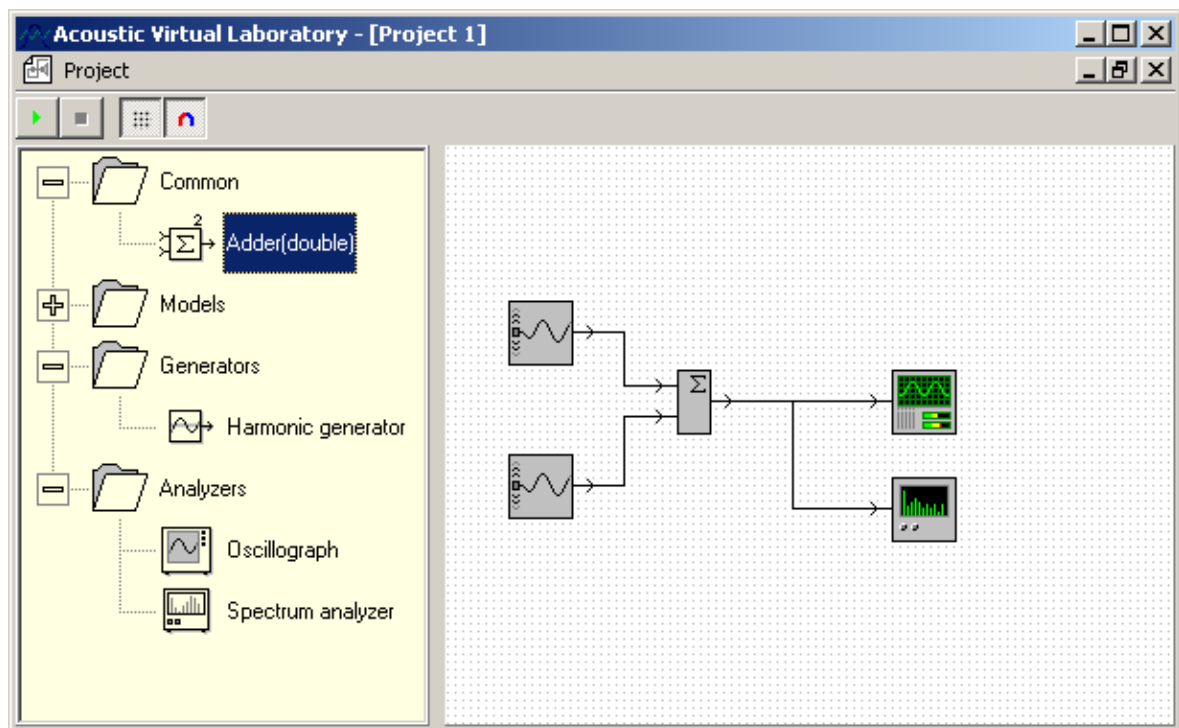


Рисунок 3. Пользовательский интерфейс программного обеспечения

Запуск модели (кнопка «старт» [▶]) инициирует расчёт модели на заданном интервале времени.

4 ОСОБЕННОСТИ РАСЧЁТА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РАЗРАБОТАННОГО ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ

Расчёт модели осуществляется на заданном интервале времени с выбранной частотой дискретизации по времени (намного меньшей периода исследуемых частот), согласно следующим принципам.

Для «дискретных цифровых элементов» каждый квант времени осуществляется пересчёт выходных сигналов по состоянию входных согласно реализуемой элементом функции.

Для акустических элементов:

1. Для каждого источника согласно теории графов определяется путь (цепочка элементов) от источника до излучателя.

2. Для каждой моды каждого из источников согласно определённому пути вычисляется матрица передачи, равная произведению всех матриц передачи в цепочке.

$$A_{\Sigma N} = \prod_{j=1}^k A_j = \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} \times \dots \times \begin{bmatrix} A_k & B_k \\ C_k & D_k \end{bmatrix}, \quad (4)$$

Здесь k – количество звеньев (элементов) в цепочке.

3. Для каждого излучателя согласно принципу суперпозиции для каждого кванта времени вычисляются энергия излучения, уровень звуковой мощности и величина давления $p(t)$.

Для повторного использования построенной модели предусмотрено её сохранение в специальный файл проекта, а также загрузка из него. Принимая во внимание неоднородность хранимых данных, их строгую иерархию и способы работы с ними, в качестве формата хранения данных модели выбран XML. EXtensible Markup Language (расширяемый язык разметки), или XML как его принято называть, является одним из языков разметки документов, созданным для того, чтобы можно было воспользоваться языком SGML (Standard Generalized Markup Language – стандартный язык общей разметки) в среде World Wide Web. В

отличие от HTML, который определяет фиксированный или статистический класс документов, XML позволяет определять собственные пользовательские классы документов.

Кроме этого, существует достаточно много средств автоматизации разработки программного кода для работы с данным форматом, он достаточно распространён и хорошо стандартизован.

Схема сохранения данных построена по принципу контейнеров – в каждом элементе реализуются собственные функции чтения и записи индивидуальных данных в XML объект.

Кодирование производилось на языке высокого уровня C++ с помощью визуальной среды разработки Borland C++ Builder 6.

Реализация элементов модели в программном обеспечении выполнена следующим образом. Все элементы модели являются наследниками абстрактного класса TVLObject. Код же каждого элемента находится в отдельном файле – подключаемой библиотеке DLL (dynamic-link library). Благодаря этому программа становится гибко перенастраиваемой и закладывает фундамент для дальнейшего развития. Добавление новых элементов модели в программу становится возможным путём копирования в её папку новых библиотек (dll-файлов).

Другим преимуществом такой реализации является то, что исчезает привязка к конкретной среде разработке. Используя описанный стандарт на интерфейс элемента модели (посредством абстрактного класса TVLObject) пользователь, обладающий навыками программирования, может самостоятельно добавить в программу собственные элементы. Для облегчения процесса разработки собственных элементов в среде Borland C++ Builder сформирован шаблон проекта DLL.

В качестве примера реализации разработанного программного обеспечения рассмотрим акустический расчёт систем

впуска и выпуска автомобильного двигателя внутреннего сгорания.

Программное обеспечение позволяет оценивать вносимые потери при установке глушителя шума, уровень звука, излучаемого открытыми срезами воздухозаборного патрубка и выпускного патрубка и др. Упрощенная расчетная схема при оценке излучения звука открытым излучающим срезом патрубка системы газообмена ДВС при наличии

компенсирующего источника показана на рисунке 4. Были сделаны расчеты передаточной характеристики при распространении звука в системах впуска и выпуска ДВС при различных компоновках источника активной компенсации звука. Пример расчета показан на рисунке 5. Получена достаточная сходимость расчетных показателей с экспериментальными.

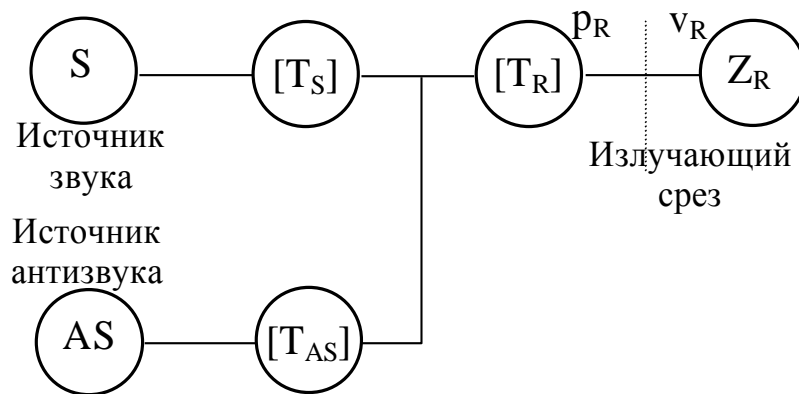


Рисунок 4. Упрощенная расчетная схема при оценке излучения звука открытым излучающим срезом патрубка системы газообмена ДВС при наличии компенсирующего источника

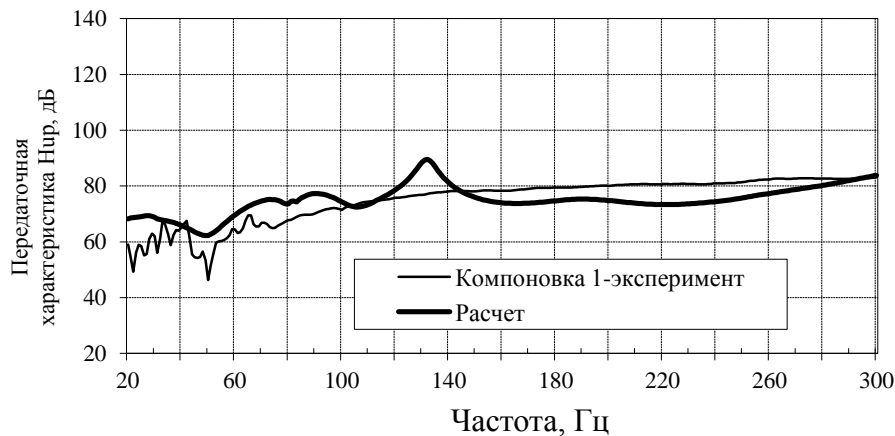


Рисунок 5. Пример расчета передаточной характеристики при распространении звука в системах впуска и выпуска ДВС при компоновке источника активной компенсации звука №1

4 Выводы

Описана структура разработанного программного обеспечения для прогнозирования и расчета распространения низкочастотного звука в газовадах. Программное обеспечение использует метод четырехполосников и учитывает излучение от дополнительного (активного) источника. С использованием программного обеспечения можно оценить параметры источника звука для обеспечения эффективного снижения звука. Приведены примеры использования разработанного программного обеспечения для расчета шума впуска и выпуска двигателя внутреннего сгорания. Результаты расчетов показывают возможность использования программного обеспечения, основанного на методе четырехполосников, для акустической оценки параметров газовадов и глушителей шума для различных областей применения.

5 Благодарности

Работа выполнена при поддержке Российского научного фонда (проект 20-19-00222).

Список использованных источников

- [1] Васильев А. В. Снижение низкочастотного шума и вибрации в газовадах энергетических установок с использованием метода активной компенсации СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2004 . - 294 с.
- [2] Васильев А. В. Акустическое моделирование и комплексное снижение шума автомобильных двигателей внутреннего сгорания: Монография Самара: Издательство Самарского научного центра РАН, 2004. - 296 с.
- [3] Васильев А.В. Моделирование и снижение низкочастотного шума и вибрации энергетических установок и присоединенных механических систем. Монография. - Самара, изд-во Самарского научного центра РАН, 2011. 12,5 п.л., 216 с.
- [4] Васильев А.В. Об опыте исследования и снижения вибрации компрессорных установок. В научном журнале "Noise Theory and Practice", 2016 г., Т.2, №2, с. 27-34.
- [5] Васильев А.В., Комлик Е.А. Методика расчета и экспериментальное исследование шума системы "шины автотранспортного средства – дорожное покрытие". В научном издании «Известия Самарского научного центра РАН», г. Самара, 2012 г., т. 14, №1(3), с. 849-851.
- [6] Владиславлев А.С. и др. Трубопроводы поршневых компрессорных машин. - М.: Машиностроение, 1972. - 288 с.
- [7] Иванов Н.И., Никифоров А.С. Основы виброакустики: Учебник для вузов - СПб.: Политехника, 2000. – 482 с.
- [8] Луканин В.Н., Гудцов В.Н., Бочаров Н.Ф. Снижение шума автомобиля. М, Машиностроение, 1981, 158 с.
- [9] Муньял М.Л. Акустика волноводов и глушителей. Нью-Йорк, Вилей Интерсайнс, 1987.

SOFTWARE DEVELOPMENT FOR ESTIMATION OF LOW FREQUENCY SOUND PROPAGATION IN GAS GUIDES OF POWER PLANTS TAKING TO ACCOUNT ACTIVE SOUND SOURCES

Vasilyev A.V.

Samara State Technical University
244, Molodogvardeyskaya str.
Samara, Russian Federation
443100
avassil62@mail.ru

This paper is devoted to the problems of modelling and calculation of propagation of low frequency sound in gas guides of power plants taking to account active sound sources. The structure of software for prediction and calculation of low-frequency sound propagation in gas guides have described. Software uses four-pole method and takes to account radiation from additional (active) sound course. By using software it is possible to estimate sound source parameters to provide efficient sound attenuation. Examples of software application to calculation of intake and exhaust noise of internal combustion engine are described. The results of calculations show the possibilities of four-pole method software using to design acoustically the parameters of gas guides and mufflers for the different fields of applications.

Key words: *low-frequency sound; gas guides; power plant; modelling; calculation; software*

References

- [1] Vasilyev A.V. Reduction of Low Frequency Noise and Vibration in Gas Guides of Power Plants. Book. Edition of St.-Petersburg Polytechnic University, Russia, 2004. – P:294.
- [2] Vasilyev A.V. Acoustic Modeling and Complex Reduction of Noise of Automobile Internal Combustion Engines. Book. Edition of Samara Scientific Center of Russian Academy of Science, Samara, Russia, 2004. P:296.
- [3] Vasilyev A.V. Modeling and Reduction of Low Frequency Noise and Vibration of Power Plants and Joining Mechanical Systems. Book - Samara, Edition of Samara Scientific Center of Russian Academy of Science, Samara, Russia, 2011 p.: 216.
- [4] Vasilyev A.V. About the experience of research and reduction of vibration of compressor plants. Sc. Journal "Noise Theory and Practice", 2016, Vol.2, No2, pp. 27-34. ISSN 2412-8627.
- [5] Vasilyev A.V., Komlik E.A. Methodic of Calculation and Experimental Research of Noise of the System "Vehicle's Tires – Road Surface". Proc. of the Scientific Edition "The Bulletin of Samara Scientific Center of Russian Academy of Sciences", Samara, 2012, Volume 14, No 1(3), pp. 849-851.
- [6] Vladislavlev, A.S. etc. Pipelines of piston compressor machines. Machine-building edition, Moscow, 1972.
- [7] Lukanin V.N., Gudtsov V.N., Bocharov N.F. Automobile noise reduction. Moscow, "Mashinostroenie", 1981.
- [8] Ivanov N.I., Nikiforov A.S. Foundations of Vibration and Acoustics: book – St.-Petersburg, Polytechnika, 2000. – p. 482 (in Russian).
- [9] Munjal M.L. Acoustics of ducts and mufflers. New York, Wiley Interscience, 1987.