

# ДИНАМИКА И ВИБРОАКУСТИКА

Том 4, № 2 (2018)

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.** - д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ).

**Заместители главного редактора:**

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

**Хейкки Х.** - профессор, руководитель лаборатории интеллектуальных машин, Технологический университет г. Лаппеенранта (г. Лаппеенранта, Финляндия).

**Технический редактор**

**Гафуров С.А.** - к.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ).

**Ответственный секретарь**

**Мухаметзянова М.А.** – старший лаборант, Самарский университет (г. Самара, РФ).

**Российские члены редакционного совета:**

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

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

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

**Кныш Ю.А.** - д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

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

**Паровой Ф.В.** - к.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

**Матвеев С.Г.** - к.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

**Макарьянц Г.М.** - 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);

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

**Свербилов В.Я.** - к.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

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

**Майзель А.Б.** - д.т.н., профессор, Санкт-Петербургский государственный университет кино и телевидения (г. Санкт-Петербург, РФ);

**Фесина М.И.** - к.т.н., профессор, ТГУ (г. Тольятти, РФ).

**Иностранные члены редакционного совета:**

**Вакка А.** - доцент, исследовательский центр гидравлических систем университета Пурдью (г. Вест-Лафайетт, штат Индиана, США);

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

**Круз П.** - профессор, руководитель отдела пневмогидравлических и мехатронных систем, университет г. Линчёпинг (Швеция);

**Линияма М.** - профессор технологического университета 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** - D.Eng.Sc., prof. (Samara University, Samara, Russian Federation).

**Deputy Editors-in-Chief:**

**A.I. Ermakov** - *D.Eng.Sc, prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);*

**H. Handroos** - *prof., Head of the laboratory of smart machines, Lappeenranta University of Technology (Lappeenranta, Finland).*

**Technical Editor**

**S.A. Gafurov** - *Can.Eng.Sc. (Samara University, Samara, Russian Federation).*

**Executive Editor**

**M.A. Mukhametzhanova** - *senior laboratory technician (Samara University, Samara, Russian Federation).*

**Editorial office Russian members:**

**A.G. Gimadiev** - *D.Eng.Sc., prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);*

**A.I. Belousov** - *D.Eng.Sc., prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);*

**V.L. Balakin** - *D.Eng.Sc., prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);*

**Yu.A. Knysch** - *D.Eng.Sc., prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);*

**A.I. Khaimovich** - *D.Eng.Sc., associate professor (Samara University, Samara, Russian Federation);*

**F.V. Parovay** - *Can.Eng.Sc., associate professor (Samara University, Samara, Russian Federation);*

**S.G. Matveev** - *Can.Eng.Sc., associate professor (Samara University, Samara, Russian Federation);*

**E.G. Berestovitsky** - *D.Eng.Sc., prof., Aurora Scientific and Production Association JSC chief acoustician (St. Petersburg, Russian Federation);*

**I.P. Zavershinsky** - *Dr. Phys.- Math.Sci., prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);*

**A.A. Igolkin** - *D.Eng.Sc., associate professor (Samara University, Samara, Russian Federation);*

**A.N. Kryuchkov** - *D.Eng.Sc., prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);*

**G.M. Makaryants** - *D.Eng.Sc., associate professor (Samara University, Samara, Russian Federation);*

**A.B. Prokofyev** - *D.Eng.Sc., associate professor (Samara University, Samara, Russian Federation);*

**V.Ya. Sverbilov** - *Can.Eng.Sc., associate professor (Samara University, Samara, Russian Federation);*

**A.B. Meisel** - *Eng.Sc., prof. (St.Petersburg State University of Film and Television, St. Petersburg, Russian Federation);*

**M.I. Fesina** - *Can.Eng.Sc., prof. (TSU, Tolyatti, 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, head of the pneumatic and hydraulic mechatronic systems department (Linköping University, Linköping, Sweden);*

**M. Linivama** - *professor (Tampere University of Technology, Tampere, Finland);*

**H. Mvurenhof** - *professor (RWTH Aachen University, Aachen, Germany);*

**M. Rafikoy** - *professor (Universidade Federal do ABC (UFABC), Sao Paulo, Brazil);*

**Ya. Strichek** - *professor (The University of Wroclaw (UWr), Wroclaw, Poland);*

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

**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, вызывающим 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

ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ КАВИТАЦИИ ДЛЯ МОЙКИ ДЕТАЛЕЙ <i>Д. Г. Громаковский, С. В. Шигин</i>	6
МЕХАТРОННАЯ УСТАНОВКА С ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМ НАГРУЖЕНИЕМ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ РОТОРНО-ОПОРНЫХ УЗЛОВ <i>А. В. Сытин, А. Ю. Родичев</i>	12
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТЕРМОАКУСТИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЯ НА БЕГУЩЕЙ ВОЛНЕ <i>Е. А. Зиновьев, Г. В. Воротников, А. А. Харитонов, В. В. Лысенков</i>	18
ИССЛЕДОВАНИЕ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ РОТОРА ТУРБОВИНТОВОГО ДВИГАТЕЛЯ С ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ РЕДУКТОРОМ <i>М. И. Курушин, В. Б. Балякин, В. Б. А. Осалла</i>	27
МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИБОРОВ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ С ВЕРИФИКАЦИЕЙ ДАННЫХ НА ОСНОВЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ НА СТЕНДЕ <i>Э. Г. Берестовицкий, Н. В. Пялов, М. В. Соловьев</i>	43

**ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ КАВИТАЦИИ ДЛЯ МОЙКИ ДЕТАЛЕЙ**

*В представленной статье рассмотрен опыт Самарского технического университета по использованию низкочастотной кавитации в технологии мойки деталей машин и приборов. На базе результатов исследований НТЦ «Надёжность» СамГТУ разработаны и апробированы на предприятиях низкочастотные кавитационные моечные установки и технологии с применением в качестве моющей жидкости технической воды без подогрева и моющих средств: установка на АО «Авиаагрегат» для мойки алюминиевых труб шасси самолётов при погружении в кавитирующую жидкость; установка для промывки пакетов фильтроэлементов маслосистем газотурбинных авиадвигателей; установки для струйно-кавитационной мойки изделий сложной формы и больших габаритов - баков ракет-носителей на АО «РКЦ «Прогресс», крупногабаритных буксовых подшипников железнодорожных вагонов на ОАО «СПЗ» и в вагонных депо станций Кинель и Самара Куйбышевской железной дороги и др. без внесения конструктивных изменений и перенастройки их штатной схемы. Разработки показали, что промывка деталей при низкочастотной кавитации не только производительнее других известных способов мойки, но и позволяет очищать детали сложной конфигурации с внутренними полостями и глухими каналами, успешно удаляют твердые абразивные частицы, шаржированные в поверхности деталей при шлифовании и др. Представленные в статье низкочастотные кавитационные установки для мойки деталей погружением в моющую жидкость и струйной мойки, обеспечивают при относительно невысокой стоимости высокий уровень качества и производительности мойки, что подтверждено при их промышленной апробации.*

**Ключевые слова:** Мойка; низкочастотная кавитация; струйная кавитация; кавитационная моечная установка; ударные волны; вибротурбулизация; турбулентность; пульсации давления; надёжность

**Д. Г. Громаковский,  
С. В. Шигин**

Самарский государственный  
технический университет,  
ул. Молодогвардейская, 244,  
гл. корпус, г. Самара,  
Российская Федерация, 443100,  
pnms3@mail.ru

**1 Введение**

Известно, что одним из наиболее распространённых способов очистки поверхностей деталей от загрязнений является использование ультразвука. Однако, как показали исследования [1] и др., применение ультразвука не всегда обеспечивает необходимую и достаточную степень очистки поверхностей. Авторами статьи наиболее высокое качество промывки было получено при использовании низкочастотной кавитации моющей жидкости [2...5] и др.

Кавитация (от лат. cavitas - пустота) является динамическим процессом, при котором в жидкости образуются кавитационные пузырьки или каверны, формирующиеся в результате локального понижения давления в жидкости, которое происходит за счёт увеличения скорости пульсации

(гидродинамическая кавитация), либо при прохождении акустических волн большой интенсивности во время каждого полупериода разрежения (акустическая кавитация). Перемещаясь с потоком в зону с более высоким давлением во время полупериода сжатия, кавитационный пузырёк при встрече с очищаемой поверхностью схлопывается и излучает ударную волну, что и очищает промываемые поверхности (рисунок 1).

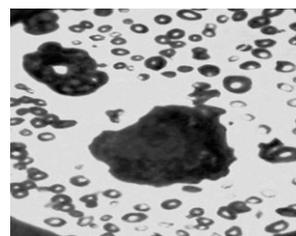


Рисунок 1. Кавитационные пузырьки на торцевой поверхности вибрирующего стержня ( $\times 2 \cdot 10^3$ )



Результаты оценки амплитудо-частотной пульсации давления в моечной установке показаны на рисунке 2.

Обоснование выбора оптимальных диаметра и профиля диска активатора моечной установки выполняли экспериментально при трёх профилях дисков-активаторов (рисунок 3): 1 - плоского с наружной стороны; 2 - плоского с обеих сторон; 3 - с переменным профилем.

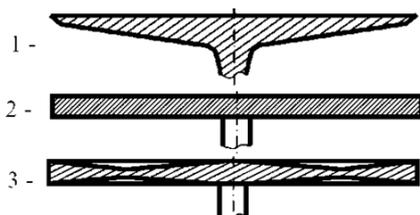


Рисунок 4. Профили исследованных дисков-активаторов

Наиболее эффективным оказался профиль с переменным профилем (рисунок 3, поз. 3). Оптимальный диаметр диска-активатора по отношению к диаметру ванны  $\varnothing_{\text{ванны}}$  составил  $\varnothing_{\text{диска}} = 0,96 \varnothing_{\text{ванны}}$ .

На базе полученных результатов проведённых исследований была разработана конструкция гидроволновой установки (рисунок 4 и 5), предназначенная для промывки внутренних поверхностей трубчатых деталей АО «Авиаагрегат» холдинга «Технодинамика» (рисунок 5).

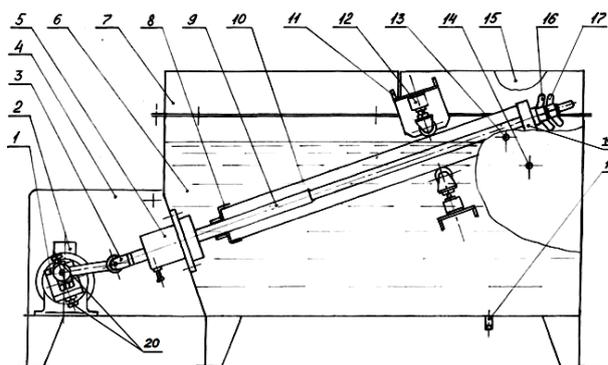


Рисунок 5. Схема установки для кавитационной мойки трубчатых деталей: 1 – механизм привода; 2 – электродвигатель; 3 – регулируемая вилка; 4 – кожух; 5 – втулка; 6 – ёмкость; 7 – крышка несъёмная; 8 – нижний фланец крепления трубы; 9 – шток; 10 – обрабатываемое изделие; 11 – балка; 12 – роликовая опора; 13 – штуцер заливной; 14 – штуцер контроля

уровня залива; 15 – крышка откидная; 16 – гайка-барашек; 17 – стопорный винт; 18 – штуцер сливной; 19 – верхний фланец крепления трубы; 20 – винты с контргайками регулировки амплитуды колебаний штока



Рисунок 6 Фотография установки для мойки труб при низкочастотной резонансной кавитации на АО «Авиаагрегат» холдинга «Технодинамика»

При мойке загрязнённая труба заполняется технической водой, примерно на 75% объёма, и совершает продольные колебания в резонансном режиме. Достаточное время отмывки одной детали составило порядка трёх минут.

Установка того же типа, предназначенная для промывки пакетов фильтроэлементов маслосистем авиационных газотурбинных двигателей (размер ячейки плоских сетчатых фильтров 3-5 мКм) показана на рисунке 6.



Рисунок 7. Установка для промывки фильтров

Камера установки имеет размеры  $\varnothing=150$  мм,  $L=700$  мм.

Наряду с установками для мойки при погружении в моющую среду, отработан струйно-кавитационный способ мойки и сушки буксовых подшипников железнодорожных вагонов, рабочих поверхностей колец, сепараторов и тел качения, а также других крупногабаритных объектов, в частности, баков ракет носителей АО «РКЦ «Прогресс».

Струйно-кавитационные устройства для мойки подшипников (рисунки 7...10) испытаны на промышленных моечных машинах типа МСП без внесения конструктивных изменений и перенастройки ее основной (штатной) схемы на ОАО «СПЗ» и в вагонных депо станций Кинель и Самара Куйбышевской железной дороги. Полученные результаты приведены в таблице.

### 3 Заключение

Выполненные разработки показали, что промывка на ГВУ при низкочастотной кавитации не только производительнее других известных способов мойки, но и позволяет очищать детали сложной конфигурации с внутренними полостями и глухими каналами, успешно удаляет твердые частицы абразивного инструмента, шаржированные в поверхности деталей при шлифовании и др.

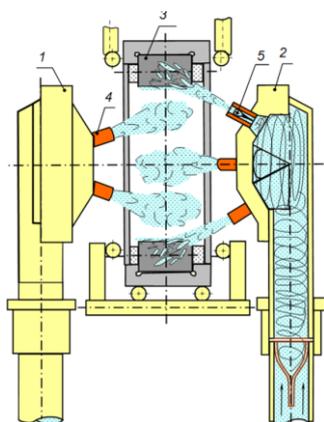


Рисунок 8. Устройство для промывки буксовых подшипников: 1, 2 – струйно-кавитационные головки; 3 – промываемый подшипник; 4 – сопла; 5 – кавитатор

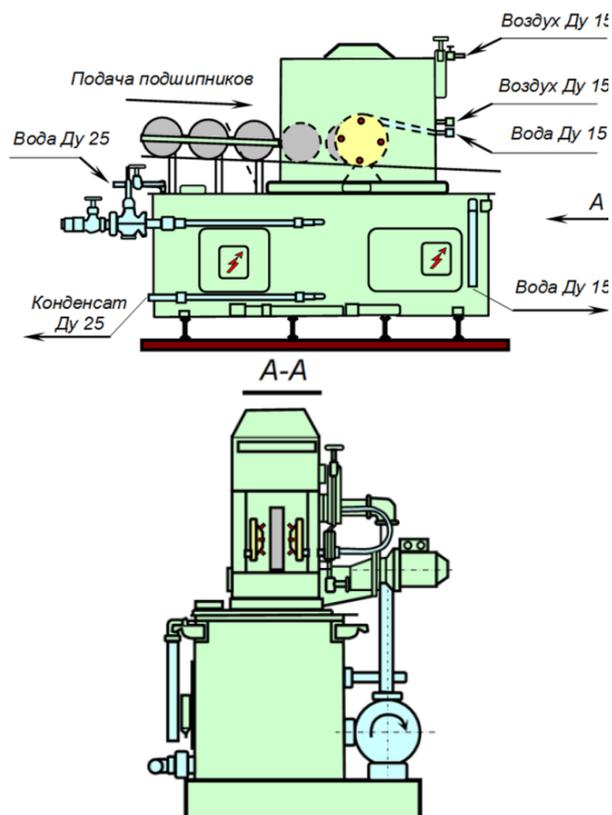


Рисунок 9. Схема модернизации моечной машины МСП

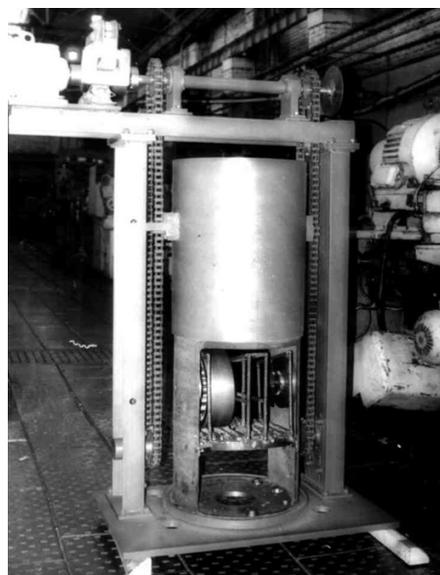


Рисунок 10. Установка для мойки крупногабаритных подшипников на ОАО «СПЗ»

Таблица. Техническая характеристика промывочного узла

1.	Повышение производительности мойки подшипников букс, %	24
2.	Температура моющей жидкости, °С	25
3.	Время промывки, мин	3...5
4.	Насос центробежный, тип	2К20-30
5.	Мощность электродвигателя, кВт	2,5
6.	Скорость потока эмульсии через сопла, м/с	15...20

Представленные в статье кавитационные установки для мойки погружением в моющую жидкость и струйной мойки, использующие низкочастотную кавитацию (при относительно невысокой стоимости), обеспечивают необходимый уровень качества и производительности, что подтверждено при мойке деталей шасси самолётов в АО «Авиаагрегат» холдинга «Технодинамика» и баков ракет-носителей в АО «РКЦ «Прогресс» (г. Самара).

В СамГТУ рассматривается предложение об организации производства моющих установок на базе оборудования профилирующих кафедр факультета машиностроения металлургии и транспорта.

### Список использованных источников

[1] Маргулис М. А. Исследование физико-химических процессов, проходящих под действием акустических колебаний / М. А. Маргулис, Л. М. Грундель // Физика химии. – 1982. - Т. 56. - № 6. - С. 1445 – 1449.

[2] Отчёт по договору ФГБОУ ВО СамГТУ и АО «Авиаагрегат» холдинга «Технодинамика» № АА - 884/ 2014 от 23.01.2015 г. на тему «Исследование, разработка технологии и установки для очистки внутренних поверхностей алюминиевых труб». Самара: СамГТУ, 2016. - 87 с.

[3] Кавитация: «Большая советская энциклопедия» на сайте «Словари и энциклопедии на Академике», 2018, available at: <http://dic.academic.ru/dic.nsf/bse/91977/Кавитация> (дата обращения: 11.04.2018).

[4] Кавитация: «Википедия, свободная энциклопедия», available at: <https://ru.wikipedia.org/wiki/Кавитация> (дата обращения: 11.04.2018).

[5] Давление и плотность насыщенного водяного пара в зависимости от температуры. Сайт «Физика в школе и дома», available at: [http://school-physics.spb.ru/data/labs/Saturated\\_steam.pdf](http://school-physics.spb.ru/data/labs/Saturated_steam.pdf) (дата обращения: 11.04.2018).

## THE EXPERIENCE OF USE OF CAVITATION FOR WASHING OF PARTS

*In the presented article, the experience of the Samara State Technical University on the use of low-frequency cavitation in the technology of washing machine parts and devices is considered.*

*Based on the results of research conducted by STC "Reliability" of SamSTU, low-frequency cavitation washing plants and technologies have been developed and tested at enterprises with the use of industrial water without heating and detergents as a washing liquid: installation at JSC "Aviaagregat" for cleaning aluminum pipes of the chassis of aircraft when immersed in a cavitating liquid; installation for washing the packages of filter elements of oil systems of gas turbine aircraft engines; installations for jet-cavitation washing of products of complex shape and large dimensions - carrier rocket tanks at JSC "RCC" Progress ", large-sized axle box bearings of railway cars at JSC "Samara Bearing Plant" and in the wagon depots of Kinel and Samara stations of the Kuibyshev Railway, etc. without making constructive changes and reconfiguring their staffing scheme.*

*Developments have shown that washing parts with low-frequency cavitation is not only more productive than other known methods of washing, but also allows cleaning parts of a complex configuration with internal cavities and blind channels, successfully removing solid abrasive particles, carved in the surface of parts during grinding, etc.*

*The low-frequency cavitation units for cleaning parts by immersion in washing liquid and jet washing, presented in the article, provide a high level of quality and washing performance at a relatively low cost, which is confirmed by their industrial approbation.*

**Key words:** *Washing; low-frequency cavitation; jet cavitation; cavitation washing installation; shock waves; vibration turbulization; turbulence; pressure pulsations; reliability*

**Dmitriy G. Gromakovsky,  
S.V. Shigin**

Samara State Technical  
University,  
main building , 244,  
Molodogvardeyskaya st., Samara,  
443100,  
Russian Federation,  
pnms3@mail.ru

## References

- [1] Margulis M.A. and Grundel L.M. (1982), "Investigation of the physicochemical processes occurring under the action of acoustic oscillations", *Physics of Chemistry*, vol. 56, no. 6, pp. 1445 - 1449.
- [2] Report under the agreement of the Samara State Technical University and JSC "Aviaagregat" of the holding "Tekhnodinamika" (2016), "Research, development of technology and installations for cleaning internal surfaces of aluminum pipes", Type of report: Final, no. AA-884/2014, dated 23.01.2015, SamSTU, Samara, Russia, 87 p.
- [3] Academic (2018), "Cavitation", available at: <http://dic.academic.ru/dic.nsf/bse/91977/Кавитация> (Accessed 11 April 2018).
- [4] Wikipedia. The Free Encyclopedia (2018), "Cavitation", available at: <https://ru.wikipedia.org/wiki/Кавитация> (Accessed 11 April 2018).
- [5] Physics at school and houses (2011), "Pressure and density of saturated water vapor depending on temperature", available at: [http://school-physics.spb.rudata/labs/Saturated\\_steam.pdf](http://school-physics.spb.rudata/labs/Saturated_steam.pdf) and others (Accessed 11 April 2018).

**МЕХАТРОННАЯ УСТАНОВКА С ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМ НАГРУЖЕНИЕМ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ РОТОРНО-ОПОРНЫХ УЗЛОВ****А.В. Сытин,  
А.Ю. Родичев**Орловский государственный  
университет им. И.С. Тургенева  
Наугорское шоссе, 29,  
г. Орел, Российская Федерация,  
443086  
sytin@mail.ru

*В статье рассматривается мехатронная установка с электромагнитным нагружением для исследования высокоскоростных роторно-опорных узлов, состоящая из: лепесткового газодинамического подшипника, регистрирующей части, электромагнитных актуаторов и электронной системы управления. Разработка мехатронной экспериментальной установки включает в себя построение структурно-функциональной схемы, компоновку регистрирующих и управляющих систем. В разрабатываемой конструкции реализовано активное управление, которое необходимо для отслеживания траектории движения, непосредственно связанной с критическими прогибами опорной поверхности, а также своевременного воздействия на управляемый объект. Управляемым объектом является полый ротор, вращающийся в лепестковых газодинамических подшипниках. Установка комплектуется универсальной и гибкой измерительной системой.*

*Ключевые слова: Мехатронная система; магнитный подвес; ротор; упругий элемент; подшипниковый узел; установка; технология; датчик*

**1 Введение**

Увеличение частоты вращения ротора позволяет избежать значительного увеличения массогабаритных характеристик турбоагрегата, при повышении производительности, что особенно важно для нестационарных установок. Вместе с тем, повышение частоты вращения валов в подшипниках скольжения ограничивается большими потерями на трение и ростом температуры, которые сильно возрастают с ростом окружной скорости. Эффективным путем повышения предельной частоты вращения является использование смазочных материалов с малой вязкостью. Очевидно, что наибольшие скорости могут быть достигнуты с помощью газовой, преимущественно воздушной смазки [1]. Силы трения, возникающие при работе в зонах контакта между лепестками, между лепестками и корпусом, а также силы упругой деформации лепестков рассеивают энергию колебаний ротора и улучшают динамические характеристики машины, позволяют достигать высоких частот вращения. Податливость лепестка позволяет обеспечить чрезвычайно малые зазоры

между цапфой и опорной поверхности на большой площади и получить несущую способность, достаточную для многих высокооборотных турбомашин различного назначения. Традиционные лепестковые подшипники принципиально не могут быть использованы для решения ряда сложных технических задач. Происходит это в тех случаях, когда, потенциально невозможно сохранить герметичность, например, в условиях глубокого вакуума, или требуется обеспечить устойчивую работу при сверхвысоких частотах вращения ротора. Одним из эффективных способов обеспечения устойчивого движения ротора является активное управление реакцией опор. Впервые этот принцип был реализован в электромагнитных подшипниках, которые следует рассматривать как мехатронную систему с автоматическим измерением величины и направления реакции опоры [5, 6].

Применение активного управления в ЛГДП позволяет расширить их область применения, поскольку делает возможным быстрое реагирование на непредвиденные ситуации [7]. С минимальным, на данный момент, запаздыванием производится

оценка траектории движения и непосредственное электромагнитное воздействие на ротор. В общем виде ЛГДП с активным управлением представляет собой мехатронную систему, состоящую из: лепесткового газодинамического подшипника, регистрирующей части (датчики перемещения), электромагнитных актуаторов и электронной системы управления (рисунок 1).

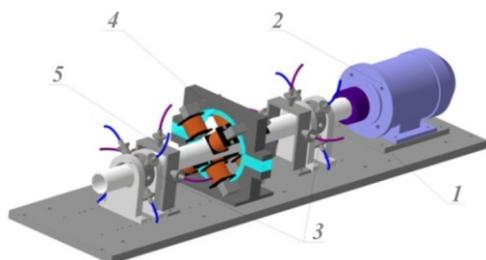


Рисунок 1. Мехатронная установка с электромагнитным нагружением

1 – основание, 2 – электродвигатель, 3 – опорный узел, 4 – электромагнитный узел, 5 – сенсорный узел

Принцип работы такой опоры заключается в регистрации отклонения ротора от положения равновесия датчиками перемещения, сигнал с которых поступает в электронную систему управления. После получения результата величины отклонения, усилитель, питаемый от внешнего источника энергии, увеличивает или уменьшает сигнал до необходимого уровня и подает его на электромагниты, которые воздействуя на ротор корректируют его траекторию движения.

## 2 Особенности конструкции

Мехатронная установка включает в себя три основных узла:

- опорный узел (рисунок 2), состоящий из лепесткового подшипника (рисунок 3) с системой контроля прогибов упругих элементов. Однако, в качестве подшипника может быть использован любой тип с соответствующими геометрическими характеристиками;

- электромагнитный узел (рисунок 4), необходимый для всплытия ротора в моменты пуска и останова, а также для

нагружения исследуемой системы в процессе работы;

- сенсорный узел, отслеживающий перемещения ротора в двух ортогональных направлениях с учетом перекоса оси ротора.

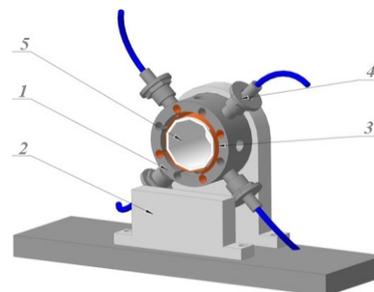


Рисунок 2. Опорный узел с лепестковым газодинамическим подшипником

1 – подшипник, 2 – опорная стойка, 3 – упругий элемент, 4 – датчик прогиба, 5 – ротор

Опорный узел представляет собой две металлические опоры с элементами фиксации и посадочным местом для установки лепесткового подшипника, которые обеспечивают его надежное крепление. Лепестковые газодинамические подшипники имеют относительно простую конструкцию и принцип работы. Несущую поверхность подшипника образуют тонкие упругие металлические пластины. На поверхность пластин наносится антифрикционное покрытие с низким коэффициентом трения, которое «смазывает» подшипник при пуске, пока вал не может вращаться достаточно быстро, чтобы между ним и упругими элементами образовался воздушный клин. По мере увеличения частоты вращения ротора газовый слой полностью разделяет рабочие поверхности. Рост скорости сопровождается увеличением несущей способности подшипника.

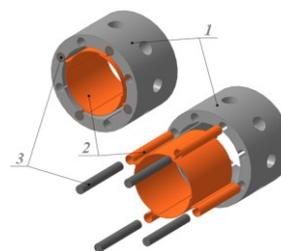


Рисунок 3. Лепестковый подшипник  
1 – корпус подшипника, 2 – упругий элемент (лепесток), 3 – штифт

Основой лепесткового газодинамического подшипника является стальная втулка, в пазах которой закреплены упругие рабочие элементы (лепестки). Втулка изготовлена из стали марки 20Х ГОСТ 4543-71. К внутренней поверхности предъявляются повышенные требования по точности взаимного расположения к торцевым поверхностям, и качеству поверхности.

В центре экспериментальной установки находится электромагнитный узел. Монтаж основных деталей осуществляется на станине. Опоры имеют пазы для крепления сердечников на которые в свою очередь крепятся катушки электромагнитов ПМЕ-211.

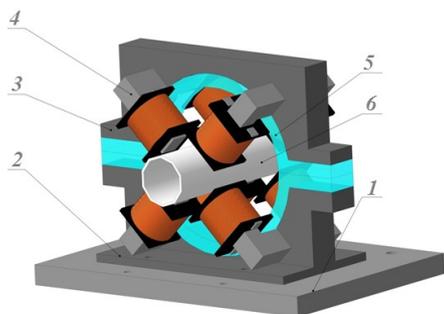


Рисунок 4. Электромагнитный узел  
1 – основание, 2 – нижняя рама, 3 – верхняя рама,  
4 – электромагнит, 5 – изолятор, 6 – ротор

В качестве привода вращения ротора экспериментальной установки используется асинхронный электродвигатель. Ротор экспериментальной установки представляет собой ступенчатый вал, на конце которого при помощи шпоночного соединения крепится ступица с зубьями, являющаяся частью соединительной муфты VoWex.

Ротор, установленный на лепестковые газодинамические подшипники с активным магнитным подвесом, представляет собой сложную систему с большим количеством различных управляющих параметров (рисунок 5). Диапазоны изменения каждого из них теоретически неограниченны. По этой причине проведение полномасштабных экспериментальных исследований, наиболее полно отражающих реальное состояние роторной системы, представляется

возможным с применением современных информационно измерительных комплексов на базе высокопроизводительных компьютерных платформ.

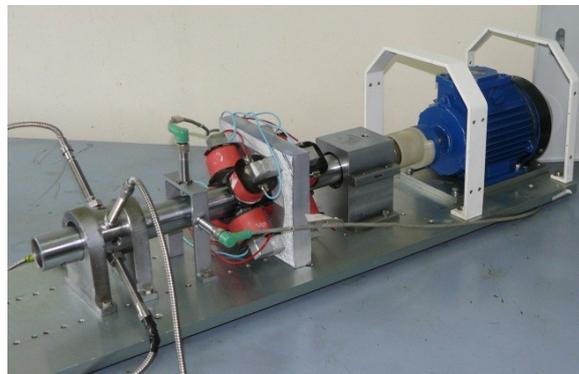


Рисунок 5. Экспериментальная установка в сборе

Для управления асинхронным электродвигателем, путем генерирования частоты переменного трехфазного тока от 0 до 400 Гц, применяется компактный частотный преобразователь ProfiMaster. Данный способ позволяет задавать и изменять частоту вращения электродвигателя, кривые разгона, осуществлять торможение постоянным током, торможение замыканием на сопротивление или осуществлять свободный выбег.

Основу информационно-измерительной системы (ИИС) составляет аналого-цифровой преобразователь фирмы «National Instruments» (рисунок 6).

Основой ИИС является многофункциональная плата NI6052E, которая имеет возможность многоканального цифрового и аналогового ввода-вывода и счетчики-таймеры. Функциональное назначение платы – обеспечение ввода-вывода сигналов, оцифровка и обработка команд, управление силовыми исполнительными модулями установки.

Сигналы с различных датчиков поступают в одно- или двухканальные аналоговые согласующие SCC модули. Управление электродвигателем и насосом, а также осуществление функций аварийного

отключения стенда производится через модули реле SC-RLY01. Для более компактного расположения и последующей обработки сигналов модули SCC и SC-RLY01 монтируются в единый блок-модуль SC-2345, где унифицированные сигналы с датчиков преобразуются в диапазон, воспринимаемый аналого-цифровым преобразователем (0..5В).



Рисунок 6. Информационно-измерительная система

Датчики перемещения и силовые модули экспериментального стенда подключаются к SC-2345 через интерфейсные разъемы BNC, 9-Pin D-sub, Strain Relief. Модуль SC-2345 требует внешнего питания 5В, источником которого является блок-питания SCC-PWR01.

Роль первичных преобразователей выполняют четыре вихретоковых преобразователя AP2100A-C-05.05.1 и два индуктивных датчика расстояния Pepperl+Fuchs IA6-12GM50-IU-V1. Четыре вихретоковых преобразователя AP2100A-C-05.05.1 установлены в корпус лепесткового подшипника скольжения, с их помощью радиального смещения упругого элемента (лепестка). Два индуктивных датчика расстояния Pepperl+Fuchs IA6-12GM50-IU-V1 установлены на планке, с их помощью осуществляется отслеживание положения ротора в двух взаимно перпендикулярных плоскостях.

Плата NI6052E и модуль SC-2345 коммутируются единым кабелем SH 68-68-EP. Данные с многофункциональной платы

NI6052E, имеющей расширенные возможности синхронизации и тактирования, поступают в контроллер для последующей обработки или записи на жесткий диск. Программа эксперимента включает минимум три испытаний для одинаковых рабочих параметров. Каждое испытание состоит из разгона ротора до рабочей частоты вращения, работу некоторое время на установившемся режиме и останов. Возможности экспериментальной установки (рисунок 6) позволяют фиксировать частоту вращения, деформация упругого элемента (лепестка), траектории перемещения центра цапфы ротора, частотно-временные характеристики ротора на режимах разгона и выбега, и другие важные параметры.

### 3 Заключение

Активное управление необходимо для отслеживания траектории движения, непосредственно связанной с критическими прогибами опорной поверхности, а также своевременного воздействия на управляемый объект. Повышение уровня управляемости конструкций, основанное на синтезе механики, электроники и информационных технологий, следует рассматривать как объективную закономерность развития техники. Кроме того активное управление увеличивающее срок службы, надежность и контроль за происходящими в роторно-опорных узлах процессами, позволяет расширить области применения многолепестковых газодинамических подшипников, в опорах роторов турбодетандеров, турбокомпрессоров, высокоскоростных бесконтактных электродвигателей, турбогенераторов и других объектов транспортного и энергетического машиностроения.

### 4 Благодарности

Статья подготовлена в рамках выполнения проекта №9.2952.2017/ПЧ государственного задания.

### Список использованных источников

- [1] Пешти Ю. В. Газовая смазка / Ю. В. Пешти // М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1993. – 382 с.
- [2] Habermann H. An active magnetic bearing system / H. Habermann, G. Liard // Precision Engineering. - 1980. - Vol. 2. - Issue 3. - P. 139-140.
- [3] Bleuler H. New concepts for cost-effective magnetic bearing control / H. Bleuler, D. Vischer, G. Schweitzer, A. Traxler, D. Zlatnik // Automatica. - 1994. - Vol. 30. - Issue 5. - P. 871–876.
- [4] Wu A. Model-Based Control of Active Tilting-Pad Bearings / A. Wu, Z. Cai, M.S. de Queiroz // IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. - 2008. - P. 112-122.
- [5] Савин Л. А. Моделирование роторных систем с опорами жидкостного трения / Л. А. Савин, О. В. Соломин // М.: Машиностроение-1, 2006. – 444 с.
- [6] Шутин Д. В. Моделирование активных радиальных гидростатодинамических опор / Д. В. Шутин, Л. А. Савин // Известия ЮЗГУ. Серия: Техника и технологии. - 2012. - № 1. – С. 54-60.
- [7] Deckler D. C. Simulation and Control of an Active Tilting-Pad Journal Bearing / D. C. Deckler, R. J. Veillette, M. J. Braun, F. K. Choy // STLE Tribology Trans. - 2000. - Vol. 47. - P. 440-458.
- [8] Сытин А. В. Решение комплексной задачи расчета характеристик радиальных лепестковых газодинамических подшипников: дис. канд. техн. наук: 01.02.06 / Сытин Антон Валерьевич. - Орёл, 2008. - 201 с.

**MECHATRONIC TEST RIG WITH ELECTROMAGNETIC LOADING FOR HIGH-SPEED ROTOR-BEARING SYSTEMS RESEARCH**

**Anton V. Sytin,  
Aleksey U. Rodichev**

Department of Mechatronics and  
International Engineering, Oryol State  
University, Naugorskoe sh. 29, Oryol,  
Russia Federation, 302020  
sytin@mail.ru

*The present paper considers a mechatronic test rig with electromagnetic loading for high-speed rotor-bearing systems research that consists of the following elements: a gas-dynamic foil bearing, a measuring system, electromagnetic actuators and a control system. Development of a mechatronic test rig involves development of a structural and functional diagram and a layout of a measuring and a control system. The present design allows active control of rotor trajectories that depend on deformation of the elastic elements and timely influence of the control system on the controlled object - a hollow rotor rotating on gas-dynamic foil bearings. The rig also features a universal measuring and control system.*

**Key words:** *Mechatronic systems; magnetic suspension; rotor; elastic element; bearing node; test rig; technology; sensor*

**References**

- [1] Peshti, Yu.V. (1993), *Gas lubrication*, BMSTU, Moscow, Russia, 382 p.
- [2] Habermann, H. and Liard, G. (1980), "An active magnetic bearing system", *Precision Engineering*, vol. 2, issue 3, pp. 139-140.
- [3] Bleuler, H., Vischer, D., Schweitzer, G., Traxler, A. and Zlatnik, D. (1994), "New concepts for cost-effective magnetic bearing control", *Automatica*, vol. 30, issue 5, pp. 871-876.
- [4] Wu, A., Cai, Z. and de Queiroz, M.S. (2008), "Model-Based Control of Active Tilting-Pad Bearings", *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, pp. 112-122.
- [5] Savin, L.A. and Solomin, O.V. (2006), *Modelling of rotor systems with fluid-film bearings*, Mechanical Engineering-1, 444 p.
- [6] Shutin, D.V. and Savin, L.A. (2012), "Modelling of active radial hybrid bearings", *SWSU Bulletin*, vol. 1, p. 54-60.
- [7] Deckler, D.C., Veillette, R.J., Braun, M.J. and Choy F.K. (2000), "Simulation and Control of an Active Tilting-Pad Journal Bearing", *STLE Tribology Trans*, vol. 47, pp. 440-458.
- [8] Sytin, A.V. (2008), "Solution of the complex problem of calculating the characteristics of radial petal gas dynamic bearings" Ph.D. Thesis, Orel, Russia, 201 p.

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТЕРМОАКУСТИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЯ НА БЕГУЩЕЙ ВОЛНЕ**

Термоакустические двигатели представляют собой устройства с внешним подводом тепла, в которых осуществляется преобразование тепловой энергии в энергию акустических колебаний. К их основным преимуществам можно отнести высокую эффективность преобразования энергии (до 35 %), минимальное количество подвижных частей, высокую надежность, отсутствие контактных уплотнений и работу от разнообразных источников тепловой энергии (углеводородные топлива, тепловые выбросы, ядерные источники, солнечное излучение и т.д.). Основная цель данной работы заключается в разработке, изготовлении и проведении экспериментальных исследований термоакустического двигателя на бегущей волне с максимальной подводимой тепловой мощностью от электрического нагревательного элемента до 1000 Вт. Конструктивно термоакустический двигатель включает в себя инерционную трубу, три теплообменника, регенератор, термическую буферную трубу и акустический резонатор. В качестве рабочего тела в двигателе выступает гелий при среднем давлении от 1,0 до 3,0 МПа. Частота колебаний гелия на установившемся режиме работы двигателя составляет 96-98 Гц. Регенератор выполнен в виде пакета металлических сеток и является основным элементом двигателя, в котором осуществляется термоакустическое преобразование энергии.

**Е.А. Зиновьев,  
Г.В. Воротников,  
А.А. Харитонов,  
В.В. Лысенков**

АО «РКЦ» «Прогресс»  
ул. Земеца, 18,  
г. Самара, Российская Федерация,  
443009

[ezinovyev@gmail.com](mailto:ezinovyev@gmail.com)  
[vorotnikov.g.v@mail.ru](mailto:vorotnikov.g.v@mail.ru)  
[haritonov.aleksandr2011@yandex.ru](mailto:haritonov.aleksandr2011@yandex.ru)  
[lysvlad10@yandex.ru](mailto:lysvlad10@yandex.ru)

В процессе экспериментальных исследований решались следующие задачи:

- определение оптимальных условия возбуждения акустических колебаний во внутреннем контуре термоакустического двигателя;
- определение минимальной температуры запуска термоакустического двигателя;
- определение зависимостей температуры запуска, частоты акустических колебаний и амплитуды акустического давления от подводимой тепловой мощности;
- определение внутреннего КПД термоакустического двигателя, который характеризует эффективность преобразования тепловой энергии в энергию акустических колебаний при максимальной подводимой тепловой мощности к рабочему телу.

В ходе проведения экспериментальных исследований определено оптимальное среднее давление гелия, при котором обеспечивается минимальная температура нагревателя, необходимая для запуска двигателя 436 К (163 °С). Максимальное значение генерируемой регенератором акустической мощности составило 90 Вт. При этом эффективность преобразования тепловой энергии в энергию акустических колебаний достигала 22,5 % при температуре нагревателя 317 °С. Также в ходе проведения испытаний удалось установить зависимости температуры запуска, частоты акустических колебаний и амплитуды акустического давления от подводимой тепловой мощности.

Описанный в данной работе тип двигателя может найти применение во многих практических приложениях.

**Ключевые слова:** Термоакустический двигатель; акустические колебания; бегущая волна; регенератор; термоакустический эффект

## 1 Введение

Процесс самовозбуждения акустических колебаний газа в трубах при подводе тепла привлек к себе внимание еще в XVIII веке.

Первое качественное объяснение возникновения акустических колебаний газа при подводе теплоты было дано Дж. Рэлеем в 1887 году. В своей работе “Теория звука” [1], рассматривая цилиндрическую трубу с колеблющимся поршнем, он показал, что при периодическом подводе тепла к газу можно управлять колебательным движением, т.е. усиливать или ослаблять его. Все зависит от разности фаз между подводом теплоты и колебаниями поршня. Если отвлечься от поршня и заменить его элементом газового объема, то все определяется разностью фаз между подводом тепла и волнами сжатия или разрежения. Это дало Дж. Рэлею возможность сформулировать критерий для термоакустических эффектов в газах. “Если теплота сообщается воздуху в момент наибольшего сжатия или отнимается от него в момент наибольшего разрежения, то это усиливает колебания” [1].

Революционный прорыв в этой области был сделан Н. Роттом. Рассматривая акустические колебания, генерируемые теплом, он опубликовал серию научных работ [2-7], в которых описывалась линейная теория термоакустики. В них Н. Ротт сформулировал математическую основу возникновения и затухания низкоамплитудных колебаний в широких и узких трубах при наличии продольного градиента температуры.

В последующие тридцать лет основные положения линейной теории Н. Ротта были обобщены и развиты Г. Свифтом, наиболее подробно они изложены в его монографии [8]. Важнейшим результатом проведенных им за эти годы исследований явилось создание тепловых машин принципиально нового типа – термоакустических двигателей. Они представляют собой устройства с внешним подводом тепла, работающие по замкнутому

регенеративному циклу. Термоакустические двигатели преобразуют подводимое тепло в акустические колебания рабочего газа. В практическом плане эти колебания могут быть использованы для генерации электрической энергии, разделения смесей газов или для приведения в действие термоакустических охладителей, работающих в обратном цикле. Термоакустические двигатели коренным образом отличаются от традиционных тепловых двигателей минимальным количеством подвижных механических частей, простотой конструкции, сравнительно высокой эффективностью и надежностью, низким уровнем стоимости и экологической безопасностью.

## 2 Конструкция термоакустического двигателя

На рисунке 1 представлена конструкция термоакустического двигателя на бегущей волне, разработанного в АО «РКЦ «Прогресс». Двигатель представляет собой акустический волновод тороидальной конфигурации, в котором последовательно размещаются следующие элементы: инерционная труба 1, супрессор 2, основной охладитель 3, регенератор 4, нагреватель 5, термическая буферная труба 6, дополнительный охладитель 7 и тройник 8. К тороидальному волноводу стыкуется акустический резонатор 9. В качестве рабочего тела в двигателе используется гелий при среднем давлении во внутреннем контуре от 1,0 до 3,0 МПа. Параметры основных конструктивных узлов приведены в таблице 1.

Подвод тепла к рабочему телу двигателя обеспечивается электрическим нагревательным элементом, намотанным на нагреватель, который представляет собой медный теплообменник пластинчатого типа. Максимальная мощность электрического нагревательного элемента составляет 1000 Вт. Отвод тепла в двигателе осуществляется основным и дополнительным охладителями,

которые также представляют собой медные теплообменники пластинчатого типа.

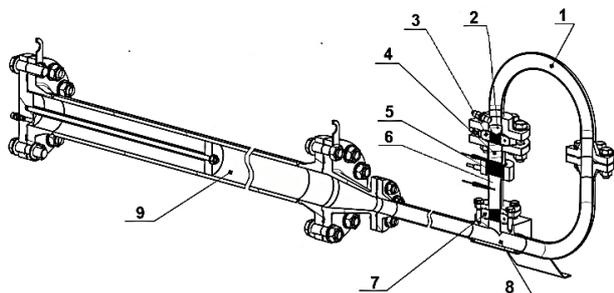


Рисунок 1. Термоакустический двигатель на бегущей волне

Регенератор выполнен в виде пакета металлических бронзовых сеток и является основным элементом двигателя, в котором осуществляется преобразование подводимой тепловой энергии в акустические колебания высокой интенсивности.

Таблица 1. Основные геометрические параметры термоакустического двигателя на бегущей волне

Параметр	Значение
<b>Инерционная труба</b>	
Внутренний диаметр, мм	32
Длина, мм	947
<b>Основной и дополнительный охладители</b>	
Внутренний диаметр, мм	32
Пористость	0,74
Зазор между пластинами, мм	1,5
Длина, мм	20
<b>Регенератор (сеточный – ГОСТ 6613-86)</b>	
Внутренний диаметр, мм	32
Пористость	0,686
Гидравлический радиус пор, мкм	32
Длина, мм	40
<b>Нагреватель</b>	
Внутренний диаметр, мм	32
Пористость	0,6
Зазор между пластинами, мм	1,5
Длина, мм	30
<b>Термическая буферная труба</b>	
Внутренний диаметр, мм	32
Длина, мм	80
<b>Резонатор</b>	
Внутренний диаметр узкой части, мм	32
Длина узкой части, мм	1713
Длина конического переходника, мм	125
Внутренний диаметр широкой части, мм	73
Длина широкой части, мм	1460

Подвод тепла к рабочему телу двигателя обеспечивается электрическим нагревательным элементом, намотанным на нагреватель, который представляет собой медный теплообменник пластинчатого типа. Максимальная мощность электрического нагревательного элемента составляет 1000 Вт. Отвод тепла в двигателе осуществляется основным и дополнительным охладителями, которые также представляют собой медные теплообменники пластинчатого типа.

Регенератор выполнен в виде пакета металлических бронзовых сеток и является основным элементом двигателя, в котором осуществляется преобразование подводимой тепловой энергии в акустические колебания высокой интенсивности.

Супрессор представляет собой диафрагму с припуском, выполненную из легкой плащевой ткани, которая служит для подавления циркуляционного течения, при минимальном искажении акустической волны.

На рисунке 2 представлена схема расположения датчиков во внутреннем контуре термоакустического двигателя на бегущей волне.

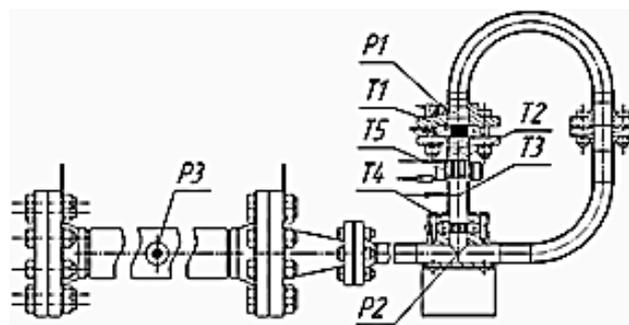


Рисунок 2. Схема расположения датчиков во внутреннем контуре термоакустического двигателя на бегущей волне. P1-P3 – датчики динамического давления; T1-T5 – датчики температуры

### 3 Результаты экспериментальных исследований

В ходе проведения эксперимента установлено, что при различных значениях электрической мощности нагревателя  $P_{el}$

запуск термоакустического двигателя происходит только при определенных значениях среднего давления гелия  $p_m$  и соответствующей разности температур на концах регенератора  $\Delta T = T_h - T_c$ . Значения этих параметров определяют область возбуждения акустических колебаний, которая ограничивается кривой устойчивости (рисунок 3).

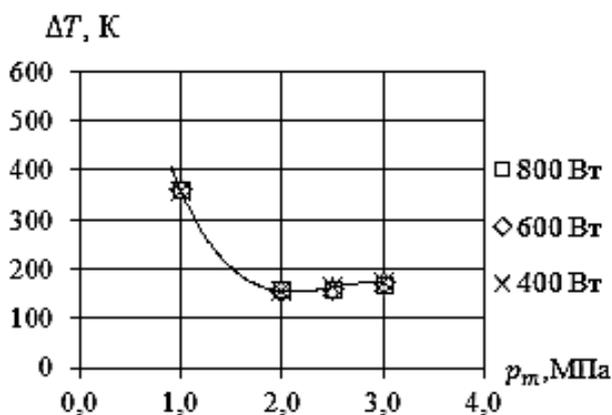


Рисунок 3. Кривая устойчивости термоакустического двигателя

Из приведенных на рисунке 3 результатов следует, что наиболее благоприятные условия для запуска термоакустического двигателя реализуются в диапазоне значений среднего давления гелия  $p_m$  от 2,0 до 3,0 МПа. При этом в зависимости от электрической мощности  $P_{el}$  разность температур на концах регенератора  $\Delta T$  принимает значения от 155 до 173 К. При среднем давлении гелия  $p_m = 1,0$  МПа возбуждение колебаний реализуется уже при разности температур  $\Delta T$ , значения которой попадают в интервал от 357 до 363 К. Согласно теории, с уменьшением значения среднего давления гелия  $p_m$  разность температур  $\Delta T$  на концах регенератора, требующаяся для запуска двигателя, возрастает экспоненциально. Однако, экспериментальная кривая после  $p_m = 2$  МПа плавно возрастает. Это объясняется ростом вязких потерь, которые при выводе уравнений линейной акустики считаются величинами второго порядка малости. Для реализации самоподдерживающихся

колебаний необходимо, чтобы разность температур на концах регенератора  $\Delta T$  и среднее давление гелия  $p_m$  лежали в пределах области неустойчивости, которая находится выше кривой устойчивости.

В случае проведения испытаний без супрессора наблюдалось резкое увеличение выноса тепла с нагревателя к дополнительному охладителю за счёт возникновения циркуляционного течения. Как следует из рисунка 4, температура  $T_2$  на нагревателе при этом падает, а в термической буферной трубе  $T_3$  и дополнительном охладителе  $T_4$  возрастает. Количественная оценка показывает, что генерация акустической энергии при этом падает на 40%.

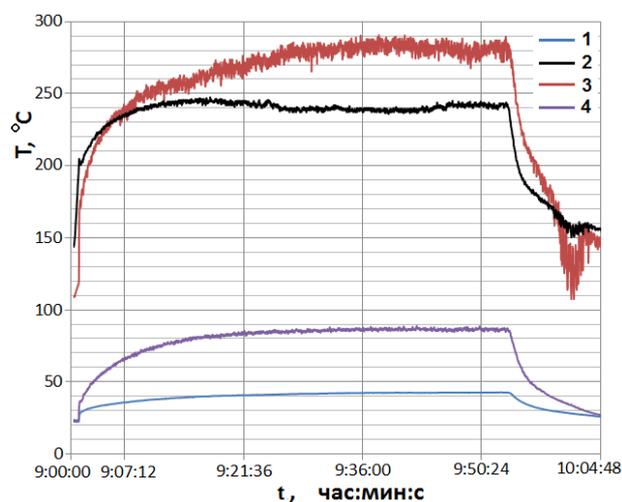


Рисунок 4. Графики эволюции температур от момента пуска до остывания установки после выключения нагревателя до исходных значений: 1 – температура  $T_1$  на основном охладителе; 2 – температура  $T_2$  на нагревателе, 3 - температура  $T_3$  в середине термической буферной трубы; 4 -  $T_4$  температура на дополнительном охладителе

В ходе проведения эксперимента было установлено, что для фиксированного среднего давления гелия  $p_m$  температура нагревателя, необходимая для запуска двигателя, находится в прямой зависимости от мощности  $P_{el}$  электрического нагревательного элемента (рисунок 5). Этот эффект в большей или меньшей мере наблюдался на всём диапазоне рабочих

давлений  $p_m$ , на которых двигатель имел устойчивый процесс запуска, независимо от того, с какой температуры  $T_m$  начинался нагрев.

Данное явление позволяет сделать вывод о том, что процесс запуска требует определённого количества энергии, которая накапливается медленнее, чем идёт рост температуры вблизи датчиков.

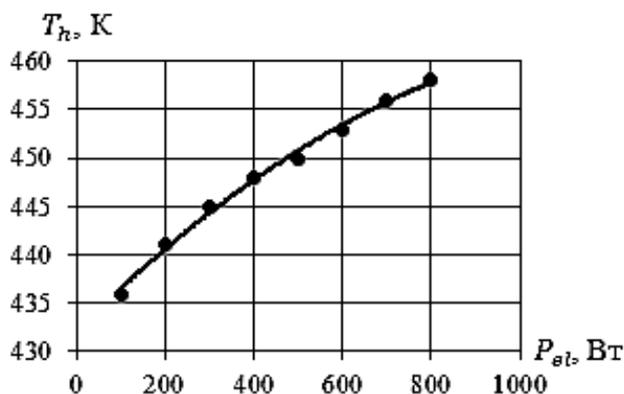


Рисунок 5. Зависимость температуры нагревателя, необходимой для запуска термоакустического двигателя, от мощности  $P_{el}$  электрического нагревательного элемента при среднем давлении гелия  $p_m = 3,0$  МПа

Из приведенных данных хорошо видно, что минимальная мощность электрического нагревательного элемента, при которой реализуется возбуждение акустических колебаний во внутреннем контуре термоакустического двигателя, составляет всего 100 Вт. При этом моменту возбуждения соответствует температура на нагревателе около 436 К (163 °С).

На рисунке 5 представлена зависимость амплитуды акустического давления от мощности  $P_{el}$  электрического нагревательного элемента. Максимальная амплитуда давления  $|p|$  достигается на входе в регенератор (датчик P1) и при мощности  $P_{el} = 100$  Вт она равна 30 кПа, что составляет 1,0 % от среднего давления гелия  $p_m = 3,0$  МПа. Как следует из графика, с увеличением электрической мощности  $P_{el}$  амплитуда давления  $|p|$  возрастает линейно.

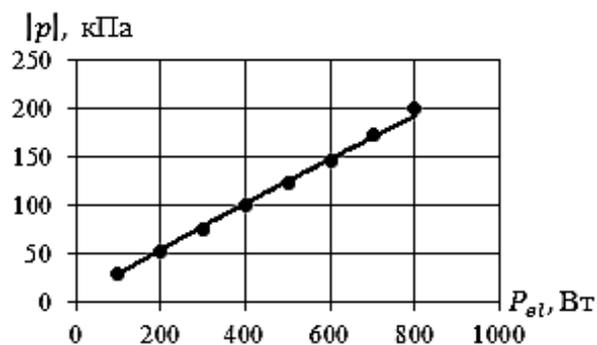


Рисунок 6. Зависимость амплитуды акустического давления от мощности  $P_{el}$  при среднем давлении гелия  $p_m = 3,0$  МПа

На рисунке 7 приведены колебания акустического давления в термоакустическом двигателе, которые реализуются на стационарном режиме работы при среднем давлении гелия  $p_m = 3,0$  МПа и максимальной электрической мощности  $P_{el} = 800$  Вт. Хорошо видно, что акустические колебания во всех точках проведения измерений (датчики P1, P2 и P3) имеют вид гармонической функции. Максимальная амплитуда колебаний давления  $|p|$  достигается также на входе в регенератор (датчик P1), она составляет 200 кПа (6,7 % от среднего давления  $p_m$ ).

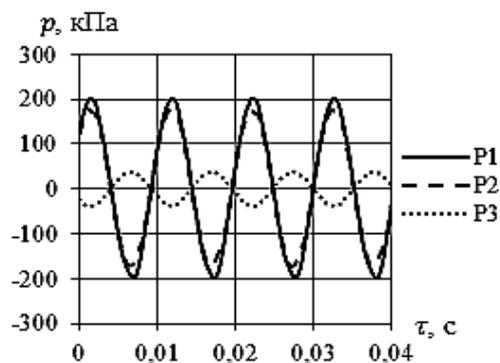


Рисунок 7. Колебания акустического давления в термоакустическом двигателе на стационарном режиме работы при  $p_m = 3,0$  МПа и  $P_{el} = 800$  Вт

В ходе проведения эксперимента было установлено, что с увеличением электрической мощности  $P_{el}$  от 200 до 800 Вт частота акустических колебаний  $f$  сильно не изменяется и возрастает практически

линейно от 96 до 98 Гц. Такое незначительное изменение частоты акустических колебаний  $f$  обусловлено тем, что высокотемпературная зона очень мала по сравнению с остальной длиной акустического тракта.

В таблице 2 приведены основные технические характеристики термоакустического двигателя при максимальной подводимой тепловой мощности 800 Вт от электрического нагревательного элемента.

Таблица 2. Основные технические характеристики термоакустического двигателя при мощности электрического нагревательного элемента 800 Вт

Параметр	Значение
Рабочее тело	гелий
Среднее давление гелия, МПа	3,0
Частота акустических колебаний, Гц	98
Тепловая мощность, отводимая основным охладителем, Вт	226
Температура гелия в основном охладителе, К	310
Тепловая мощность, подводимая к гелию через нагреватель, Вт	346
Температура гелия в нагревателе, К	590 К
Тепловая мощность, отводимая дополнительным охладителем, Вт	120
Температура гелия в дополнительном охладителе, К	311
Внутренний КПД термоакустического двигателя, %	22,5

#### 4 Заключение

Проведенная работа по созданию и исследованию термоакустического двигателя на бегущей волне позволяет сделать следующие выводы:

- создан действующий термоакустический двигатель на бегущей волне, который не требует устройства принудительного запуска;
- экспериментально определены наиболее благоприятные условия для запуска рассматриваемого термоакустического двигателя;

- минимальная температура запуска разработанного термоакустического двигателя составляет всего 436 К (163 °С);

- экспериментально получены зависимости температуры запуска, частоты акустических колебаний и амплитуды акустического давления от подводимой тепловой мощности;

- внутренний КПД термоакустического двигателя, который характеризует эффективность преобразования тепловой энергии в энергию акустических колебаний составляет 22,5 % при температуре нагревателя 590 К (317 °С).

В целом проведенные экспериментальные исследования подтвердили правильность выбранных конструктивных решений при создании основных элементов термоакустического двигателя. Для создания реальных энергосистем, работающих на основе термоакустического преобразования энергии, необходимо проведение дополнительных исследований в части стыковки и согласования между собой термоакустических двигателей и электроакустических преобразователей.

#### Список использованных источников:

- [1] Стретт Дж. (Лорд Рэлей). Теория звука / Дж. Стретт (Лорд Рэлей) // М.: Гостехиздат. – 1944. – Т. 2. – 475 с.
- [2] Rott N. Damped and thermally driven acoustic oscillations in wide and narrow tubes / N. Rott // Journal of Applied Mathematics and Physics. – 1969. – Vol. 20. – P. 230-243.
- [3] Rott N. Thermally driven acoustic oscillations. Part II: Stability limit for helium / N. Rott // Journal of Applied Mathematics and Physics. – 1973. – Vol. 24. – P. 54-72.
- [4] Rott N. The influence of heat conduction on acoustic streaming / N. Rott // Journal of Applied Mathematics and Physics. – 1974. – Vol. 25. – P. 417-421.
- [5] Rott N. Thermally driven acoustic oscillations. Part III: Second-order heat flux / N. Rott // Journal of Applied Mathematics and Physics. – 1975. – Vol. 26. – P. 43-49.
- [6] Rott N. Thermally driven acoustic oscillations. Part IV: Tubes with variable cross-section / N. Rott // Journal of Applied Mathematics and Physics. – 1976. – Vol. 27. – P. 197-224.

[7] Zouzoulas G. Thermally driven acoustic oscillations. Part V: Gas-liquid oscillations / G. Zouzoulas // Journal of Applied Mathematics and Physics. – 1976. – Vol. 27. – P. 325-334.

[8] Swift G. W. Thermoacoustics: A unifying perspective for some engines and refrigerators / G. W. Swift // Acoustical Society of America, New York. – 2017. – 326 p.

## EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE THERMOACOUSTIC TRAVELING-WAVE ENGINE

Evgeniy A. Zinovyev,  
Gennadiy V. Vorotnikov,  
Aleksandr A. Kharitonov,  
Vladimir V. Lysenkov

Joint Stock Company Space Rocket  
Centre Progress  
18, Zemetsa street, Samara,  
443009, Russian Federation  
eazinovyev@gmail.com  
[vorotnikov.g.v@mail.ru](mailto:vorotnikov.g.v@mail.ru)  
[haritonov.aleksandr2011@yandex.ru](mailto:haritonov.aleksandr2011@yandex.ru)  
[lysvlad10@yandex.ru](mailto:lysvlad10@yandex.ru)

*Thermoacoustic engines are devices with external heat input, in which thermal energy is converted into energy of acoustic oscillations. Their main advantages include high energy conversion efficiency (up to 35%), minimal number of moving parts, high reliability, absence of contact seals and operation from a variety of heat sources (hydrocarbon fuels, thermal emissions, nuclear sources, solar radiation, etc.). The main goal of this work is to develop, manufacture and carry out the experimental investigations of the thermoacoustic traveling wave engine with a maximum heat input from the electric heating element up to 1000 W. The thermoacoustic engine includes an inertance tube, three heat exchangers, a regenerator, a thermal buffer tube and an acoustic resonator. Helium acts as the working fluid in the engine at an average pressure of 1.0 to 3.0 MPa. The frequency of acoustic oscillations on the steady-state operating mode of the engine is 96-98 Hz. The regenerator is made in the form of a package of metal screens and is the main element of the engine, in which thermoacoustic energy conversion is carried out.*

*In experimental research the following tasks were solved:*

*- determination of the optimal conditions for the excitation of acoustic oscillations in the internal contour of the thermoacoustic engine;*

*- determination of the minimum onset temperature at which acoustic oscillation are excited;*

*- determination of the dependences of the onset temperature, the frequency and the amplitude of acoustic oscillations from the input thermal power;*

*- determination of the efficiency of the thermoacoustic energy conversion;*

*In experimental studies, an optimal mean helium pressure is determined, which ensures the minimum heat exchanger temperature 436 K (163 °C) required to start the engine. The maximum value of the acoustic power generated by the regenerator was 90 W. At the same time, the efficiency of conversion of thermal energy into acoustic energy reached 22.5% at a heat exchanger-heater temperature of 317 °C. Also during the tests, it was possible to establish the dependences of the onset temperature, the frequency of acoustic oscillations and the amplitude of the acoustic pressure on the supplied thermal power. This type of engine described in this paper can be used in many practical applications.*

**Key words:** *Thermoacoustic engine; acoustic oscillations; traveling wave; regenerator; thermoacoustic effect*

## References

- [1] Strutt, J. W. (Baron Rayleigh) (1926), "The Theory of Sound", *Macmillan and Co. Limited*, vol. 2, 475 p.
- [2] Rott, N. (1969), "Damped and thermally driven acoustic oscillations in wide and narrow tubes", *Journal of Applied Mathematics and Physics*, vol. 20, pp. 230-243.
- [3] Rott, N. (1973), "Thermally driven acoustic oscillations. Part II: Stability limit for helium", *Journal of Applied Mathematics and Physics*, vol. 24, pp. 54-72.
- [4] Rott, N. (1974), "The influence of heat conduction on acoustic streaming", *Journal of Applied Mathematics and Physics*, vol. 25, pp. 417-421.
- [5] Rott, N. (1975), "Thermally driven acoustic oscillations. Part III: Second-order heat flux", *Journal of Applied Mathematics and Physics*, vol. 26, pp. 43-49.
- [6] Rott, N. (1976), "Thermally driven acoustic oscillations. Part IV: Tubes with variable cross-section", *Journal of Applied Mathematics and Physics*, vol. 27, pp. 197-224.

[7] Zouzoulas, G. (1976), "Thermally driven acoustic oscillations. Part V: Gas-liquid oscillations", *Journal of Applied Mathematics and Physics*, vol. 27, pp. 325-334.

[8] Swift, G. W. (2017), *Thermoacoustics: A unifying perspective for some engines and refrigerators*, Acoustical Society of America, New York, 326 p.

DOI: 10.18287/2409-4579-2018-4-2-27-42  
 УДК 621.813.534.933

## ИССЛЕДОВАНИЕ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ РОТОРА ТУРБОВИНТОВОГО ДВИГАТЕЛЯ С ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ РЕДУКТОРОМ

**М.И. Курушин,  
 В.Б. Балякин,  
 В.Б. Оссиала**

Самарский национальный  
 исследовательский университет имени  
 академика . . .  
 Московское шоссе, 34,  
 г. Самара  
 443086  
 029-029@mail.ru

*В работе рассматривается динамика турбовинтового двигателя с дифференциальным редуктором. Исследуются только собственные крутильные колебания. Показано, что в изделиях с зубчатыми колесами одно-двух парным зацеплениями возникает вибрацию, резонансы и параметрическая неустойчивость упругих элементов всего изделия. В рамках решения проблемы динамики упругой систем, по опытным данным и при исследованиях нами методом конечных элементов для одной пары сопряженных зубьев можно принять, что зависимость близка к квадратичной параболе или к синусоиде.*

*Рассматриваются гидродинамическое демпфирование, вибраций упругой системы ротора и как возникает смазочная прослойка в зацеплениях зубчатых колес и в шлицевых соединениях. Также исследовали Собственные частоты ( $\omega$ ) всего ротора вместе с лопатками и без лопаток при постоянном коэффициенте перекрытия в зубьях шестерен. Показано, что пересопряжение зубьев в зацеплении колёс редуктора приводит к параметрическим колебаниям лопаток двигателя.*

**Ключевые слова:** Динамика; дифференциальный редуктор; крутильные колебания; жесткость; коэффициент перекрытия; гидродинамическое демпфирование упругая модель

### 1 Введение

В работах [1] и [2] по параметрической динамике в упругих системах с одно- двух парным зацеплениями, опираясь на многочисленные опыты с дифференциальными редукторами турбовинтового двигателя, было показано, что в изделиях с зубчатыми колесами одно-двух парным зацеплениями возникает вибрация, резонансы и параметрическая неустойчивость упругих элементов всего изделия [3]. Как способ уменьшения вибрации изделий предлагается введение разношаговости в области двух парного зацепления зубчатых колес, величина которой зависит от передаваемой редуктором мощности[4]. Исследование динамики роторов авиационных двигателей может рассматриваться в нелинейной [5,6] или линейной постановке [7].

### 2 Постановка задачи

На рисунке 1 показана упрощенная упругая модель ротора турбовинтового двигателя с параметрическим возбуждением от шестерен дифференциального редуктора для исследования крутильных колебаний ротора изделия. Упрощения по сравнению с реально существовавшим двигателем сделаны для облегчения проведения расчетов и за неимением точных расчетных данных по конструкции отдельных элементов изделия.

Большинство размеров и параметров конструкции принималось по эскизам технического описания самого изделия НК-12МВ. Точно принималось только: межосевое расстояние редуктора, числа зубьев шестерен модуль их и исходные параметры инструментов для нарезания, как зубьев шестерен, так и шлицевых соединений валов. Допущения в этой модели были сделаны следующие. Модель дискретная из 34 упруго связанных между собой элементов (масс), которые моделируют элементы центрального

солнечного колеса, контактирующего с тремя сателлитами и сопряженного упруго через шлицевое соединение с приводным

валом, который разбит на пять упруго связанных между собой участков (масс).

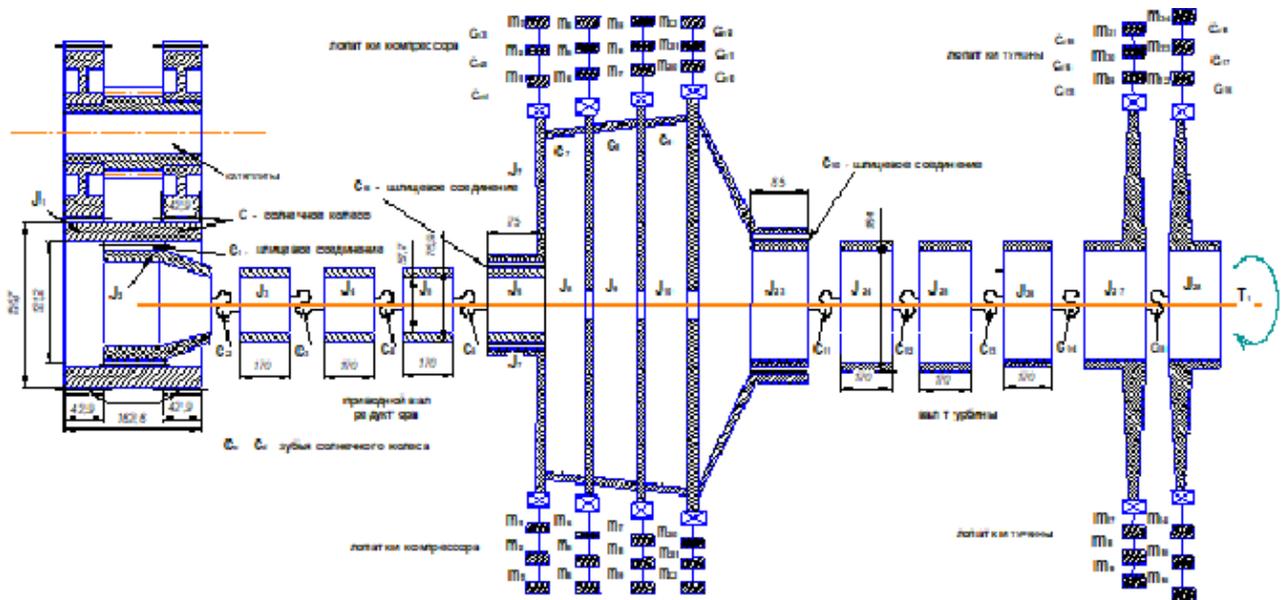


Рисунок 1. Динамическая модель ротора двигателя с дифференциальным редуктором

Приводной вал также шлицевым соединением связан с первым диском ротора компрессора. Ротор компрессора четырех ступенчатый (в реальном двигателе в три с половиной раза ступеней больше), ротор компрессора связан шлицевым соединением с валом турбины, который также разбит на несколько участков (масс) и упруго переходит в двухступенчатый ротор турбины (в реальном изделии в два с половиной раза ступеней больше). Лопатки компрессора и турбины имитируются как пластины переменного сечения и высоты в плоскости вращения. Все лопатки дискретизируются - все трех массовые, упруго связаны между собой и с дисками изгибными жесткостями, и которые могут перемещаться только в окружном направлении к оси ротора. Принято, что в процессе вибраций все лопатки на своих дисках колеблются синхронно в пакете. Все сателлиты одинаковы и точно изготовлены, без погрешностей, также как и солнечное колесо, хотя мы в расчетных программах заложили такую возможность. Также принимается, что в относительном

движении тела сателлитов вращаются равномерно, а упругие деформации в процессе колебаний происходит только в зубьях солнечного колеса и сателлитов и в упругих элементах всего ротора. Зубья сателлитов входят и выходят из контакта точно и синхронно одновременно и все шлицевые соединения включены в упругую систему модели жесткостью зубцов их в окружном направлении с наличием зазоров в зацеплениях, как и в зубьях шестерен редуктора. Сделано с целью определения характера динамических усилий передающихся между соединяемыми элементами упругой системы, а также учета возможности возникновения разрывов в контактах зубцов шлиц и возникновения нелинейности вибрации в системе. При доводке изделия, в шлицевом соединении солнечного колеса с приводным валом, которые принудительно смазывались, возникал сильный наклеп, который устранялся различными методами (технологическими и конструктивными) [8]. Поэтому необходимо знать в динамике, каковы эти усилия и каков характер их

изменения. Рассматриваются только крутильные колебания в элементах принятой упругой системы где зацепление зубьев с периодическим изменением жесткостей в зацеплениях зубьев при их пересопряжении. В расчетах динамики упругой системы погрешности изготовления зубчатых колес не учитывались но учитывалось влияние зазоров в зацеплениях зубьев сопряженных колес и зубцов шлиц и в первую очередь наличие фланков и разношаговости профилей зубьев шестерен. Движение дискретных масс лопаток описывалось в переносной полярной системе координат, зубья шестерен рассматривались как упругие без инерционной пластины переменной жесткости (параболического или синусоидального характера) по высоте. Тела зубчатых колес принимались как абсолютно жесткие инерционные массы. Таким образом, возможного перемещения оснований зубьев шестерен за счет податливостей прилежащих зубьям участков тел шестерен и, следовательно, изменения основных шагов между ними не учитывалось. При численных решениях дифференциальных уравнений параметрической динамики упругой системы нужно, прежде всего, иметь аналитические зависимости изменения жесткостей зубьев в процессе зацепления. По опытным данным и при исследованиях нами методом конечных элементов для одной пары сопряженных зубьев можно принять, что эта зависимость близка к квадратичной параболе или к синусоиде – максимальное значение жесткости пары контактирующих зубьев в районе полюса зацепления –  $CO$ , а минимальная - в начале зацепления-  $CK$ . Аналитическая зависимость параболического типа для жесткости пары зубьев, которая входит в зацепление в зависимости от положения места контакта зубьев по линии зацепления:

$$C_1 = C_K + 4 \cdot (C_O - C_K) \cdot \left\{ \frac{x}{\varepsilon \cdot p} \right\} \cdot \left[ 1 - \left\{ \frac{x}{\varepsilon \cdot p} \right\} \right]$$

.Здесь  $\varepsilon$  - коэффициент перекрытия;  $p$  - основной шаг зацепления;  $x$  - координата, определяемая по зависимости  $x = \omega \cdot r_o$ , где

$\omega$  - угловая скорость ведущего колеса (в том числе и с учетом вибрации);  $r_o$  - радиус основной окружности ведущего колеса.

Эта зависимость справедлива для случая, когда жесткости сопряженных зубьев одинаковые на входе и на выходе их зацепления, для всей области зацепления одной пары зубьев. При входе зубьев шестерни в зону двух парного зацепления сохраняется еще жесткость предыдущей пары зубьев, которая определяется по такой же зависимости, но только смещенной на один основной шаг  $p$  по линии зацепления

$$C_2 = C_K + 4 \cdot (C_O - C_K) \cdot \left\{ \frac{p+x}{\varepsilon \cdot p} \right\} \cdot \left[ 1 - \left\{ \frac{p+x}{\varepsilon \cdot p} \right\} \right]$$

Таким образом, в области двух парного зацепления при  $(\varepsilon - 1) \cdot p$  действует суммарная жесткость двух пар зубьев и  $C = C_1 + C_2$ . При аппроксимации жесткости зубьев зависимостью синусоидального характера для случая одно - двух парного зацепления получим в области одно парного зацепления.

$C_1 = C_K + (C_O - C_K) \cdot \sin(\pi / (\varepsilon \cdot p) \cdot x)$ . В области двух парного зацепления еще добавиться смещенная по ходу зацепления жесткость предыдущей пары зубьев  $C_2 = C_K + (C_O - C_K) \cdot \sin(\pi / (\varepsilon \cdot p) \cdot (p+x))$  и суммарная жесткость будет  $C = C_1 + C_2$ . Графически, эти зависимости для варианта одно двух парного зацепления зубьев показаны на рисунке 2.

Из графиков видны большие по величине и мгновенные по времени перепады жесткостей в зацеплении зубьев шестерен, которые возбуждают параметрические колебания в упругой системе двигателя. Действующие усилия и крутящие моменты в упругой системе в областях много парного зацепления зубьев будут изменяться по таким же закономерностям, как и удельные жесткости зубьев, в зацеплении (пропорциональны жесткостям зубьев в зацеплении) как это выглядит на графиках рисунок 2.

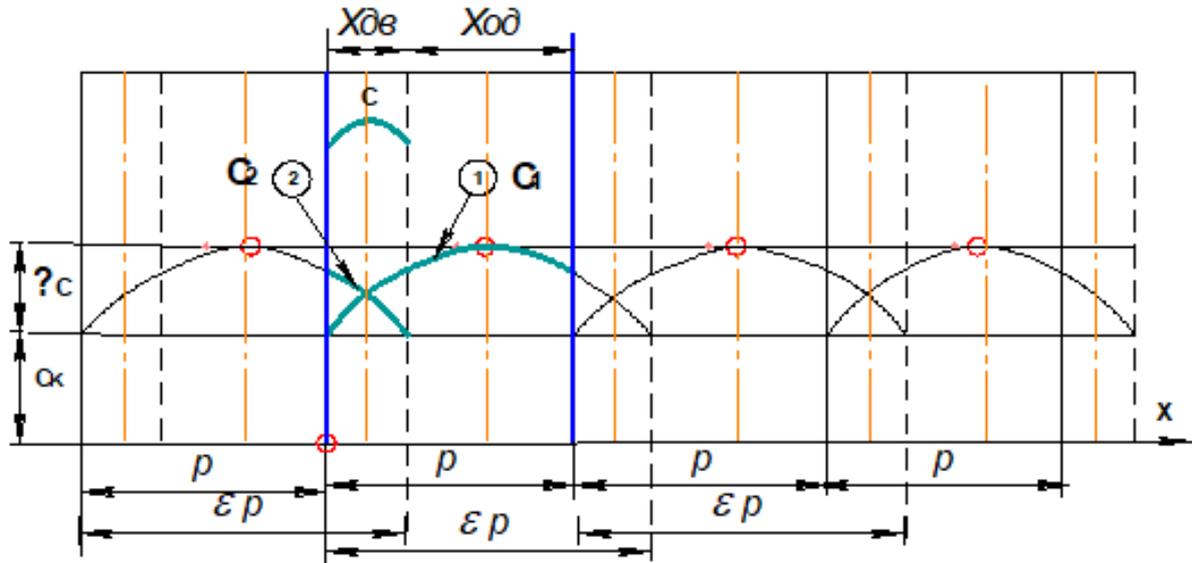


Рисунок 2. Изменения жесткостей зубьев в процессе зацепления для варианта зубчатых колес с одно – двух парного зацепления

Так, если при входе зубчатой пары в зацепление в ней мгновенно (скачкообразно) возникнет усилие пропорциональное начальной удельной жесткости –  $C_k$ , то в предыдущей паре зубьев, которая до этого находилась в зацеплении, усилие в зацеплении было пропорциональным удельной жесткости при  $x = (\varepsilon - 1) \cdot p$ .

Видно, что перепад удельных жесткостей, а следовательно и усилий, при много парном зацеплении зависит от коэффициента перекрытия  $\varepsilon$ . Чем больше перекрытие, тем больше перепад удельных жесткостей и усилий в зоне много парного зацепления. И таким образом, возникает скачкообразное увеличение суммарной жесткости в зацеплении зубьев шестерен. При выходе же этой пары зубьев из зацепления суммарные усилия в зацеплении мгновенно (скачкообразно) уменьшается и становится пропорциональным удельной жесткости -  $C_d$ . Скачкообразное изменение суммарной жесткости в зацеплениях зубьев через каждый основной шаг  $p$  приводит к параметрическим колебаниям, резонансам и неустойчивости упругих систем [9].

Основные параметры зацепления солнечного колеса с тремя сателлитами приняты следующими (приняты как в

реально существовавшем изделии НК-12МВ). Число зубьев солнечного колеса  $z_c = 36$ ; модуль зацепления -  $m_c = 4,6$  мм; суммарная рабочая длина зубьев шестерен  $b_c = 85,8$  мм; зазоры в зацеплениях зубьев шестерен и шлицевых соединений  $\delta = 0,3$  мм. Радиус делительной окружности солнечного колеса

$$r_{01} = m \cdot z_c \cdot \cos(\alpha_0) = 4,6 \cdot 36 \cdot \cos(20^\circ) = 77,807 \text{ мм}$$

Параметры шлицевого соединения солнечного колеса, с приводным валом следующие: число шлиц  $z_{шс} = 44$ ; модуль зацепления шлиц  $m_{шс} = 2,5$  мм; длина шлиц  $b_{шс} = 40$  мм. Радиус основной окружности шлицевого соединения:

$$r_{ошс} = m_{шс} \cdot z_{шс} \cdot \cos(\alpha_{ошс}) / 2 = 2,5 \cdot 44 \cdot \cos(30^\circ) / 2 = 38,45 \text{ мм}$$

где -  $\alpha_{ошс} = 30^\circ$  угол исходного контура инструмента при нарезании эвольвентных шлиц. Удельная окружная жесткость одной пары зубцов шлиц на основании литературных данных и нашими исследованиями принимается равной  $c_{шс} = 16000 \text{ Н/мм}^2$ . Тогда жесткость на

кручение всего шлицевого соединения солнечного колеса с приводным валом будет:

$$C_1 = c_{ш} \cdot b_{шк} \cdot z_{шк} \cdot r_{ошк} \cdot r_{ошк} = 28,16 \cdot 10^6 \text{ Н / мм}$$

Параметры шлицевого соединения приводного вала с ротором компрессора следующие: число шлиц  $z_{шк} = 36$ ; модуль зацепления шлиц  $m_{ш} = 2,5$  мм; длина шлиц  $b_{шк} = 70$  мм.

Радиус основной окружности шлицевого соединения:

$$r_{ошк} = m_{ш} \cdot z_{шк} \cdot \cos(\alpha_{ош}) / 2 \\ = 2,5 \cdot 36 \cdot \cos(30^\circ) / 2 = 38,97 \text{ мм}$$

Тогда жесткость на кручение всего шлицевого соединения приводного вала с ротором компрессора будет:

$$C_6 = c_{ш} \cdot b_{шк} \cdot z_{шк} \cdot r_{ошк} \cdot r_{ошк} = 61,23 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Параметры шлицевого соединения ротора компрессора с валом турбины следующие: число шлиц –  $z_{шт} = 85$ ; модуль зацепления шлиц –  $m_{ш} = 2,5$  мм. длина шлиц –  $b_{шт} = 85$  мм. Радиус основной окружности шлицевого соединения :

$$r_{ошт} = (m_{ш} \cdot z_{шт} / 2) \cdot \cos(\alpha_{ошт}) \\ = (2,5 \cdot 85 / 2) \cdot \cos(30^\circ) = 92,02 \text{ мм}$$

Тогда жесткость на кручение всего шлицевого соединения ротора компрессора с валом турбины будет:

$$C_{10} = c_{ш} \cdot b_{шт} \cdot z_{шт} \cdot r_{ошт} \cdot r_{ошт} = 978,9 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Необходимо отметить, что в рассматриваемой нами упрощенной модели упругой системы по сравнению с реальной, статический крутящий момент принят близким к максимальному режиму работы двигателя в период его доводки. Это, естественно, привело к очень большим значениям, как усилий, так и напряжений в элементах расчетной упругой системы. Максимальное значение нормального усилия в зацеплениях зубьев шестерен всех трех сателлитов от действующего крутящего момента  $F = 60$  кН. Но объем проведенных расчетных работ был настолько большим и продолжительным что мы были вынуждены

сохранить такой режим работы нашей модели. Учитывая, что напряжения в элементах упругой системы пропорциональны действующей нагрузке надо было усилия в зацеплениях зубьев шестерен нашей модели уменьшить не менее чем в три раза. Значения остальных параметров упругой системы приведены в таблице 1.

### 3 Контактное гидродинамическое демпфирование вибрации в зубьях солнечного колеса и шлицевого соединения его с приводным валом

Результаты проведенных исследований показали, что если не учитывать контактно гидродинамического демпфирования в зубчатых колесах и шлицевом соединении редуктора, то при параметрических резонансах с учетом только принятых в расчетной практике газотурбинных двигателей значений коэффициентов демпфирования  $-\lambda$ , численного аналитического решения динамики упругой системы может не получиться - систему “разносит” [10]. Мы считаем, что в правильно смазываемых зубчатых и шлицевых соединениях в условиях вибраций при взаимном поступательном перемещении контактирующих поверхностей происходит контактно гидродинамическое демпфирование вибраций упругой системы ротора. Общим для зубчатых колес и шлицевых соединений является то, что в рабочих условиях (чаще всего при вибрациях) между контактирующими элементами деталей возникает смазочная прослойка, они не только перекатываются и скользят друг относительно друга, но имеют и изменяющуюся во времени скорость относительного перемещения по нормали к поверхностям контакта.

Для того чтобы лучше понять и описать процесс сопротивления вибрациям и возможности возникновения кавитации (наклепа) в смазываемых контактах при относительном поступательном перемещении элементов деталей нами были

приняты упрощенные контактно - | гидродинамические модели на рисунке 3.

Таблица 1- Значения параметров упругой системы

Массовые полярные моменты инерции элементов ротора (кг·см <sup>2</sup> )·10 <sup>3</sup>		Массы элементов лопаток (кг)·10 <sup>3</sup>		Радиусы центров масс элементов лопаток (мм)		Крутильные жесткости элементов ротора (Нм/рад)·10 <sup>6</sup>		Изгибные жесткости элементов лопаток (Н/рад)·10 <sup>6</sup>	
J <sub>1</sub>	49.1	m <sub>11</sub>	0.1946	R <sub>л1</sub>	228.2	C	35.0	C <sub>л1</sub>	0.22337
J <sub>2</sub>	7.5795	m <sub>12</sub>	0.1752	R <sub>л2</sub>	289.4	C <sub>1</sub>	28.2	C <sub>л2</sub>	0.11308
J <sub>3</sub>	3.0318	m <sub>13</sub>	0.1752	R <sub>л3</sub>	350.6	C <sub>2</sub>	304.1	C <sub>л3</sub>	0.02827
J <sub>4</sub>	3.0318	m <sub>14</sub>	0.1749	R <sub>л4</sub>	222.5	C <sub>3</sub>	304.1	C <sub>л4</sub>	0.30774
J <sub>5</sub>	3.0318	m <sub>15</sub>	0.1574	R <sub>л5</sub>	277.5	C <sub>4</sub>	304.1	C <sub>л5</sub>	0.15579
J <sub>6</sub>	3.0318	m <sub>16</sub>	0.1574	R <sub>л6</sub>	332.5	C <sub>5</sub>	304.1	C <sub>л6</sub>	0.03895
J <sub>7</sub>	61.2	m <sub>17</sub>	0.1495	R <sub>л7</sub>	215.0	C <sub>6</sub>	61,23	C <sub>л7</sub>	0.49315
J <sub>8</sub>	34.7	m <sub>18</sub>	0.1345	R <sub>л8</sub>	262.0	C <sub>7</sub>	377.7	C <sub>л8</sub>	0.24966
J <sub>9</sub>	43.7	m <sub>19</sub>	0.1345	R <sub>л9</sub>	309.0	C <sub>8</sub>	377.7	C <sub>л9</sub>	0.06241
J <sub>10</sub>	49.7	m <sub>20</sub>	0.1368	R <sub>л10</sub>	211.0	C <sub>9</sub>	377.7	C <sub>л10</sub>	0.64397
J <sub>23</sub>	1773.6	m <sub>21</sub>	0.1231	R <sub>л11</sub>	254.0	C <sub>10</sub>	978.9	C <sub>л11</sub>	0.32601
J <sub>24</sub>	709.4	m <sub>22</sub>	0.1231	R <sub>л12</sub>	297.0	C <sub>11</sub>	7115.0	C <sub>л12</sub>	0.08150
J <sub>25</sub>	709.4	m <sub>29</sub>	0.1752	R <sub>л13</sub>	328.4	C <sub>12</sub>	7115.0	C <sub>л13</sub>	4.43144
J <sub>26</sub>	709.4	m <sub>30</sub>	0.1752	R <sub>л14</sub>	389.6	C <sub>13</sub>	7115.0	C <sub>л14</sub>	2.24341
J <sub>27</sub>	8809.1	m <sub>31</sub>	0.1749	R <sub>л15</sub>	450.8	C <sub>14</sub>	7125.0	C <sub>л15</sub>	0.50854
J <sub>28</sub>	4991.3	m <sub>32</sub>	0.1574	R <sub>л16</sub>	323.0	C <sub>15</sub>	5439.0	C <sub>л16</sub>	3.21646
		m <sub>33</sub>	0.1495	R <sub>л17</sub>	378.0			C <sub>л17</sub>	1.52833
		m <sub>34</sub>	0.1345	R <sub>л18</sub>	433.0			C <sub>л18</sub>	0.40708

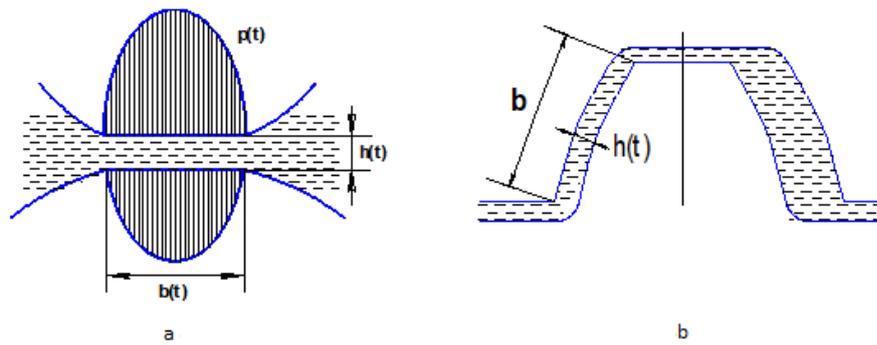


Рисунок 3. Контактная гидродинамика: а - в зубьях шестерен; б - в зубьях шлиц

Допущения, принятые в модели упругой системы: 1. контакт элементов деталей - зубцов шлиц и зубьев зубчатых колес, имитируется контактом двух поступательно перемещающихся относительно друг друга контактно податливых масс; 2. массы разделены масляной прослойкой; 3. взаимное перемещение масс происходит в условиях вибраций; 4. движение смазки в контакте принимается ламинарным, изотермическим и плоским с возможностью входа и выхода из контакта вдоль короткой стороны площадки контакта; 5. смазочный слой и контактные слои деталей в нормальном к ним направлении принимаются без инерционными, т.е. усилия в этом направлении передаются мгновенно; 7. смазка обладает Ньютонскими свойствами. В результате решения дифференциального уравнения Рейнольдса для такого случая:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 12 \cdot V(t),$$

при сделанных допущениях определяется гидродинамическое сопротивление взаимному перемещению масс:

$$F_z = -\mu \cdot L \cdot V(t) \cdot \left[ \frac{b}{h - y(t)} \right]^3$$

где  $p$  - давление в смазочном слое - рис.6;  $\mu$  - вязкость смазки;  $b$  - ширина площадки контакта;  $L$  - длина площадки контакта;  $V(t)$  - скорости взаимного сближения - расхождения деталей;  $h$  - среднее расстояние между контактирующими деталями;  $y(t)$  - текущее расстояние

между контактирующими поверхностями деталей.

Таким образом, в упругой системе возникают контактно гидродинамические усилия, пропорциональные скоростям взаимного перемещения контактирующих элементов и нелинейно зависящие от величины взаимного перемещения их по нормали друг к другу. В зацеплениях зубчатых колес смазочная прослойка в контактах возникает за счет смешиваемости материала их и перекатывания (качения) контактирующих профилей зубьев (вязкая смазка не успевает “убежать” из под контакта). Толщина смазочного слоя в контакте зубчатых колес  $h_o$  в условиях качения определяется по формуле [7]

$$h_o = \frac{3,17 \cdot [\mu_o \cdot (U_a + U_b)]^{0,75} \cdot n^{0,6}}{K_0^{0,15} \cdot (\lambda_a + \lambda_b)^{0,4}}$$

где  $\mu_o$  (Нс/м<sup>2</sup>) - вязкость смазки при атмосферном давлении;  $(U_a + U_b)$  (м/с) - суммарная скорость качения в контактах зубьев в полюсе зацепления;  $n$  (м<sup>2</sup>/Н) - пьезокоэффициент вязкости смазки при заданной температуре;  $K_0$  - (Н/м) - погонная нагрузка в полюсе зацепления зубьев;  $(\lambda_a + \lambda_b)$  (1/м) - приведенная кривизна в контакте зубьев в полюсе зацепления:

$$(\lambda_a + \lambda_b) = \frac{1}{\rho_a} + \frac{1}{\rho_b},$$

где  $\rho_a$  (м) - радиус кривизны профиля зуба солнечного колеса в полюсе зацепления;

$U_a = r_{oa} \cdot \omega_a$  (м/с) - скорость качения профиля зуба солнечного колеса в полюсе зацепления;  $U_b = r_{ob} \cdot \omega_b$  (м/с) - скорость качения профиля зуба сателлита в полюсе зацепления. Ширина площадки контакта в зубьях стальных зубчатых колес :

$$b = 3.04 \cdot \sqrt{\frac{\rho_a \cdot \rho_b}{E \cdot L \cdot (\rho_a + \rho_b)}} \cdot F_C,$$

Здесь  $E=2 \cdot 10^5$  МПа – модуль упругости стали;  $L=85,8$  мм – контактная длина зубьев шестерен;  $F_C$  (Н) – усилие в зацеплении солнечного колеса с одним сателлитом.

В шлицевом соединении солнечного колеса с приводным валом, которые принудительно смазываются во избежание износа шлиц, как показывают специальные исследования происходит даже самонагнетание смазки в контакт из-за смачиваемости поверхности зубцов шлиц. Гидродинамическое сопротивление взаимному перемещению масс элементов упругой системы сопряженных с шлицевым соединением определяется по такой же зависимости что и для зубьев шестерен –  $F_{zш}$ , но параметрами будут: длина шлиц –  $b_{ш}$ ; за ширину площадки контакта принимается контактная высота зубцов шлиц –  $h_{ш} = 2,5$  мм; число шлиц –  $z_{ш} = 36$ . Как для зубьев шестерен, так и для зубцов шлиц за минимальное значение толщин смазочных слоев принималась высота шероховатости контактирующих поверхностей –  $h = 0.003$  мм. Расчетные параметры для смазки (25% - МС-20 + 75% - трансформаторное) при рабочей температуре  $t = 50^{\circ}$ :  $\mu_0 = 0.00146$  (кг·с/м<sup>2</sup>);  $n \cdot 10^{-6} = 0.176$  (м<sup>2</sup>/кг).

#### 4 Математическая модель ротора турбовинтового двигателя как много массовой упругой системы с зубчатыми колесами и шлицевыми соединениями

Усилие в зацеплениях зубьев шестерен (суммарно в трех зацеплениях) -  $F_Z = (\varphi_1 \cdot r_{o1} - \Delta\varphi) \cdot C$ , где  $\Delta\varphi$  - разношаговость (фланки) в зоне двух парного зацепления зубьев солнечного колеса. Крутящий момент в зацеплении зубьев шестерен -  $T_Z = F_Z \cdot r_{o1}$ . Крутящий момент в шлицевом соединении солнечного колеса с приводным валом -  $T_{usc} = (\varphi_2 - \varphi_1) \cdot C_1 \cdot r_{ouc}$ . Усилие на один зубец шлицевого соединения солнечного колеса с приводным валом -  $F_{usc} = T_{usc} / z_{usc}$ .

Крутящий момент в шлицевом соединении приводного вала с ротором компрессора  $T_{шк} = (\varphi_7 - \varphi_6) \cdot C_6 \cdot r_{ошк}$ . Усилие на один зубец шлицевого соединения приводного вала с ротором компрессора -  $F_{шк} = T_{шк} / z_{шк}$ . Крутящий момент в шлицевом соединении ротора компрессора с валом турбины -  $T_{ум} = (\varphi_{23} - \varphi_{10}) \cdot C_{10} \cdot r_{оум}$ . Усилие на один зубец шлицевого соединения ротора компрессора с валом турбины -  $F_{ум} = T_{ум} / z_{ум}$ .  $F_{z1}, F_{z2}$  - контактно гидродинамические усилия в областях однопарного и двух парного зацеплений зубьев шестерен.  $F_{zш}$  - контактно гидродинамическое усилие в шлицевом соединении солнечного колеса с приводным валом.  $J_1, \dots, J_{34}$  - массовые полярные моменты инерции по кручению элементов упругой системы, которые рассчитываются по геометрическим размерам указанных на рис.6 и таблице 1. Для дискретных элементов лопаток моменты инерции при вибрациях их в окружном направлении определяются по зависимостям -  $J_i = m_i \cdot R_i \cdot R_i$  - где  $m_i$  - масса элемента, а  $R_i$  - радиус до оси вращения ротора элемента лопатки.  $\varphi_1, \dots, \varphi_{34}$  - углы поворота элементов упругой системы в процессе крутильных колебаний.

Влияние сил инерции при изгибе лопаток не учитывалось.

Поэтому у каждого элемента лопатки только одна степень свободы. Это – перемещение его только по дуге окружности, и поэтому каждая трех массовая лопатка имеет только по три собственных частоты.  $C_2, C_6$  - жесткости на кручение элементов приводного вала.  $C_7, C_{10}$  - жесткости на кручение элементов ротора компрессора.  $C_{11}, C_{14}$  - жесткости на кручение элементов вала турбины.  $C_{15}$  - жесткость на кручение ротора турбины.  $C_{11} \dots C_{12}$  - жесткости на изгиб элементов лопаток компрессора.  $C_{13} \dots C_{18}$  - жесткости на изгиб элементов лопаток турбины.

Коэффициенты вязкого демпфирования в элементах ротора с воздушной средой согласно с принятыми значениями в практике расчетов газотурбинных двигателей приняты -  $\lambda = 0.03$  Н·с. Коэффициенты вязкого демпфирования в среде редуктора с разбрызгиванием смазки приняты -  $\lambda_c = 0.3$  Н·с.

Дифференциальные уравнения крутильных колебаний упругой системы с 34 массами.

Солнечное колесо:

$$J_1 \cdot (d^2\phi_1/dt^2) = T_{уц} - T_Z - (F_{z1} + F_{z2} + \lambda_c) \cdot r_{o1} \cdot (d\phi_1/dt) + F_{zu} \cdot r_{ouc} \cdot (d\phi_2/dt - d\phi_1/dt)$$

Шлицевая муфта солнечного колеса с приводным валом

$$J_2 \cdot (d^2\phi_2/dt^2) = -T_{уц} - C_2 \cdot \phi_2 + C_2 \cdot \phi_3 - F_{zu} \cdot r_{ouc} \cdot (d\phi_2/dt - d\phi_1/dt) - \lambda_c \cdot r_{ouc} \cdot (d\phi_2/dt)$$

Третий участок приводного вала:

$$J_3 \cdot (d^2\phi_3/dt^2) = C_2 \cdot \phi_2 + C_3 \cdot \phi_4 - C_2 \cdot \phi_3 - C_3 \cdot \phi_3 - \lambda_c \cdot r_3 \cdot (d\phi_3/dt)$$

Четвертый участок приводного вала:

$$J_4 \cdot (d^2\phi_4/dt^2) = C_3 \cdot \phi_3 + C_4 \cdot \phi_5 - C_3 \cdot \phi_4 - C_4 \cdot \phi_4 - \lambda_c \cdot r_4 \cdot (d\phi_4/dt)$$

Пятый участок приводного вала:

$$J_5 \cdot (d^2\phi_5/dt^2) = C_4 \cdot \phi_4 + C_5 \cdot \phi_6 - C_4 \cdot \phi_5 - C_5 \cdot \phi_5 - \lambda_c \cdot r_5 \cdot (d\phi_5/dt)_{уц}$$

Шестой участок приводного вала:

$$J_6 \cdot (d^2\phi_6/dt^2) = T_{уц} + C_5 \cdot \phi_5 - C_5 \cdot \phi_6 - \lambda_c \cdot r_{ouc} \cdot (d\phi_6/dt)$$

Первый диск компрессора:

$$J_7 \cdot (d^2\phi_7/dt^2) = -T_{уц} + C_7 \cdot \phi_8 - C_7 \cdot \phi_7 + (\phi_{11} - \phi_7) \cdot C_{11} \cdot R_{11} \cdot R_{11} \cdot z_{k1} - \lambda \cdot R_{k1} \cdot (d\phi_7/dt)$$

Второй диск компрессора:

$$J_8 \cdot (d^2\phi_8/dt^2) = -C_7 \cdot \phi_8 + C_7 \cdot \phi_7 - C_8 \cdot \phi_8 + C_9 \cdot \phi_9 + (\phi_{14} - \phi_8) \cdot C_{14} \cdot R_{12} \cdot R_{12} \cdot z_{k2} - \lambda \cdot R_{k2} \cdot (d\phi_8/dt)$$

Третий диск компрессора:

$$J_9 \cdot (d^2\phi_9/dt^2) = -C_8 \cdot \phi_9 + C_8 \cdot \phi_8 - C_9 \cdot \phi_9 + C_9 \cdot \phi_{10} + (\phi_{17} - \phi_9) \cdot C_{17} \cdot R_{13} \cdot R_{13} \cdot z_{k3} - \lambda \cdot R_{k3} \cdot (d\phi_9/dt)$$

Четвертый диск компрессора:

$$J_{10} \cdot (d^2\phi_{10}/dt^2) = T_{ум} + C_9 \cdot \phi_9 - C_9 \cdot \phi_{10} + (\phi_{20} - \phi_{10}) \cdot C_{10} \cdot R_{14} \cdot R_{14} \cdot z_{k4} - \lambda \cdot R_{k4} \cdot (d\phi_{10}/dt)$$

Первая масса лопатки первой ступени компрессора:

$$J_{11} \cdot (d^2\phi_{11}/dt^2) = (\phi_7 - \phi_{11}) \cdot C_{11} \cdot R_{11} \cdot R_{11} + (\phi_{12} - \phi_{11}) \cdot C_{12} \cdot R_{12} \cdot R_{12} - \lambda \cdot R_{11} \cdot (d\phi_{11}/dt)$$

Вторая масса лопатки первой ступени компрессора:

$$J_{12} \cdot (d^2\phi_{12}/dt^2) = (\phi_{13} - \phi_{12}) \cdot C_{12} \cdot R_{12} \cdot R_{12} - (\phi_{12} - \phi_{11}) \cdot C_{13} \cdot R_{13} \cdot R_{13} - \lambda \cdot R_{12} \cdot (d\phi_{12}/dt)$$

Третья масса лопатки первой ступени компрессора:

$$J_{13} \cdot (d^2 \phi_{13} / dt^2) = -(\phi_{13} - \phi_{12}) \cdot C_{13} \cdot R_{13} \cdot R_{13} - \lambda \cdot R_{13} \cdot (d\phi_{13} / dt)$$

Первая масса лопатки второй ступени компрессора:

$$J_{14} \cdot (d^2 \phi_{14} / dt^2) = (\phi_8 - \phi_{14}) \cdot C_{14} \cdot R_{14} \cdot R_{14} + (\phi_{15} - \phi_{14}) \cdot C_{14} \cdot R_{15} \cdot R_{15} - \lambda \cdot R_{14} \cdot (d\phi_{14} / dt)$$

Вторая масса лопатки второй ступени компрессора:

$$J_{15} \cdot (d^2 \phi_{15} / dt^2) = (\phi_{16} - \phi_{15}) \cdot C_{15} \cdot R_{15} \cdot R_{15} - (\phi_{15} - \phi_{14}) \cdot C_{16} \cdot R_{16} \cdot R_{16} - \lambda \cdot R_{15} \cdot (d\phi_{15} / dt)$$

Третья масса лопатки второй ступени компрессора:

$$J_{16} \cdot (d^2 \phi_{16} / dt^2) = -(\phi_{16} - \phi_{15}) \cdot C_{16} \cdot R_{16} \cdot R_{16} - \lambda \cdot R_{16} \cdot (d\phi_{16} / dt)$$

Первая масса лопатки третьей ступени компрессора:

$$J_{17} \cdot (d^2 \phi_{17} / dt^2) = (\phi_9 - \phi_{17}) \cdot C_{17} \cdot R_{17} \cdot R_{17} + (\phi_{18} - \phi_{17}) \cdot C_{18} \cdot R_{18} \cdot R_{18} - \lambda \cdot R_{17} \cdot (d\phi_{17} / dt)$$

Вторая масса лопатки третьей ступени компрессора:

$$J_{18} \cdot (d^2 \phi_{18} / dt^2) = (\phi_{19} - \phi_{18}) \cdot C_{18} \cdot R_{18} \cdot R_{18} - (\phi_{18} - \phi_{17}) \cdot C_{19} \cdot R_{19} \cdot R_{19} - \lambda \cdot R_{18} \cdot (d\phi_{18} / dt)$$

Третья масса лопатки третьей ступени компрессора:

$$J_{19} \cdot (d^2 \phi_{19} / dt^2) = -(\phi_{19} - \phi_{18}) \cdot C_{19} \cdot R_{19} \cdot R_{19} - \lambda \cdot R_{19} \cdot (d\phi_{19} / dt)$$

Первая масса лопатки четвертой ступени компрессора:

$$J_{20} \cdot (d^2 \phi_{20} / dt^2) = (\phi_{10} - \phi_{20}) \cdot C_{10} \cdot R_{10} \cdot R_{10} + (\phi_{21} - \phi_{20}) \cdot C_{11} \cdot R_{11} \cdot R_{11} - \lambda \cdot R_{10} \cdot (d\phi_{20} / dt)$$

Вторая масса лопатки четвертой ступени компрессора:

$$J_{21} \cdot (d^2 \phi_{21} / dt^2) = (\phi_{20} - \phi_{21}) \cdot C_{11} \cdot R_{11} \cdot R_{11} - (\phi_{22} - \phi_{21}) \cdot C_{12} \cdot R_{12} \cdot R_{12} - \lambda \cdot R_{11} \cdot (d\phi_{21} / dt)$$

Третья масса лопатки четвертой ступени компрессора:

$$J_{22} \cdot (d^2 \phi_{22} / dt^2) = -(\phi_{22} - \phi_{21}) \cdot C_{12} \cdot R_{12} \cdot R_{12} - \lambda \cdot R_{12} \cdot (d\phi_{22} / dt)$$

Первая масса вала турбины:

$$J_{23} \cdot (d^2 \phi_{23} / dt^2) = -T_{ум} + (\phi_{24} - \phi_{23}) \cdot C_{11} \cdot r_{11} - \lambda \cdot r_{11} \cdot (d\phi_{23} / dt)$$

Вторая масса вала турбины:

$$J_{24} \cdot (d^2 \phi_{24} / dt^2) = -(\phi_{24} - \phi_{23}) \cdot C_{11} \cdot r_{11} + (\phi_{25} - \phi_{24}) \cdot C_{12} \cdot r_{12} - \lambda \cdot r_{12} \cdot (d\phi_{24} / dt)$$

Третья масса вала турбины:

$$J_{25} \cdot (d^2 \phi_{25} / dt^2) = (\phi_{26} - \phi_{25}) \cdot C_{13} \cdot r_{13} - (\phi_{25} - \phi_{24}) \cdot C_{12} \cdot r_{12} - \lambda \cdot r_{13} \cdot (d\phi_{25} / dt)$$

Четвертая масса вала турбины:

$$J_{26} \cdot (d^2 \phi_{26} / dt^2) = (\phi_{27} - \phi_{26}) \cdot C_{14} \cdot r_{14} - (\phi_{26} - \phi_{25}) \cdot C_{13} \cdot r_{13} - \lambda \cdot r_{14} \cdot (d\phi_{26} / dt)$$

Первый диск турбины:

$$J_{27} \cdot (d^2 \phi_{27} / dt^2) = -(\phi_{27} - \phi_{26}) \cdot C_{14} \cdot r_{14} + (\phi_{28} - \phi_{27}) \cdot C_{15} \cdot r_{15} + (\phi_{29} - \phi_{27}) \cdot C_{13} \cdot R_{13} \cdot R_{13} \cdot z_{m13} - \lambda \cdot R_{27} \cdot (d\phi_{27} / dt)$$

Второй диск турбины:

$$J_{28} \cdot (d^2 \phi_{28} / dt^2) = -(\phi_{28} - \phi_{27}) \cdot C_{15} \cdot r_{15} + (\phi_{32} - \phi_{28}) \cdot C_{16} \cdot R_{16} \cdot R_{16} \cdot z_{m16} - \lambda \cdot R_{28} \cdot (d\phi_{28} / dt)$$

Первая масса лопатки турбины первой ступени:

$$J_{29} \cdot (d^2 \phi_{29} / dt^2) = (\phi_{30} - \phi_{29}) \cdot C_{r14} \cdot R_{r14} \cdot R_{r14} - (\phi_{29} - \phi_{27}) \cdot C_{r13} \cdot R_{r13} \cdot R_{r13} - \lambda \cdot R_{r13} \cdot (d\phi_{29} / dt)$$

Вторая масса лопатки турбины первой ступени:

$$J_{30} \cdot (d^2 \phi_{30} / dt^2) = -(\phi_{30} - \phi_{29}) \cdot C_{r14} \cdot R_{r14} \cdot R_{r14} + (\phi_{31} - \phi_{30}) \cdot C_{r15} \cdot R_{r15} \cdot R_{r15} - \lambda \cdot R_{r14} \cdot (d\phi_{30} / dt)$$

Третья масса лопатки турбины первой ступени:

$$J_{31} \cdot (d^2 \phi_{31} / dt^2) = (\phi_{30} - \phi_{31}) \cdot C_{r15} \cdot R_{r15} \cdot R_{r15} - \lambda \cdot R_{r15} \cdot (d\phi_{31} / dt)$$

Первая масса лопатки турбины второй ступени:

$$J_{32} \cdot (d^2 \phi_{32} / dt^2) = (\phi_{28} - \phi_{32}) \cdot C_{r16} \cdot R_{r16} \cdot R_{r16} + (\phi_{33} - \phi_{32}) \cdot C_{r17} \cdot R_{r17} \cdot R_{r17} - \lambda \cdot R_{r16} \cdot (d\phi_{32} / dt)$$

Вторая масса лопатки турбины второй ступени:

$$J_{33} \cdot (d^2 \phi_{33} / dt^2) = (\phi_{34} - \phi_{33}) \cdot C_{r16} \cdot R_{r16} \cdot R_{r16} - (\phi_{33} - \phi_{32}) \cdot C_{r17} \cdot R_{r17} \cdot R_{r17} - \lambda \cdot R_{r17} \cdot (d\phi_{33} / dt)$$

Третья масса лопатки турбины статорной ступени:

$$J_{34} \cdot (d^2 \phi_{34} / dt^2) = (\phi_{33} - \phi_{34}) \cdot C_{r18} \cdot R_{r18} \cdot R_{r18} - \lambda \cdot R_{r18} \cdot (d\phi_{34} / dt)$$

Приведенная система дифференциальных уравнений решалась методом Рунге – Кутты по программам *FORTRAN*.

## 5 Собственные частоты упругой модели ротора двигателя

Для исследования динамики упругой системы необходимо знать собственные частоты ее. Но система нелинейная, с

переменной жесткостью зубьев шестерен. Практика численных исследований таких систем позволяет упрощенно линеаризовать их, принимая вместо переменной жесткости постоянное усредненное ее значение.

По результатам наших расчетов методами конечных элементов [8] значения удельных жесткостей зубьев шестерен одно двух парного зацепления принимались: в полюсе зацепления  $C_o = 18825,0H / мм^2$ ; в начале и конце зацепления  $C_k = 14407,0H / мм^2$ . Имея аналитическое выражение для жесткостей зубьев с одно - двух парном зацеплении, среднее значение жесткости в зацеплении можно найти интегральным способом. В случае параболической аппроксимации:

$$C_{cp} = \frac{1}{p} \int_0^{(\varepsilon \cdot p)} C \cdot dx = \frac{1}{p} \int_0^{(\varepsilon \cdot p)} [(C_K + 4 \cdot (C_o - C_K) \cdot (x / (\varepsilon \cdot p)) \cdot (1 - (x / (\varepsilon \cdot p)))] \cdot dx = (C_K + \frac{2}{3} \cdot (C_o - C_K)) \cdot \varepsilon$$

при синусоидальной зависимости:

$$C_{cp} = \frac{1}{p} \int_0^{(\varepsilon \cdot p)} C \cdot dx = \frac{1}{p} \int_0^{(\varepsilon \cdot p)} [C_K + (C_o - C_K) \cdot \sin((\pi / (\varepsilon \cdot p)) \cdot x)] \cdot dx = (C_K + \frac{2}{\pi} \cdot (C_o - C_K)) \cdot \varepsilon$$

Видно, что удельная жесткость зацепления зависит от коэффициента перекрытия  $\varepsilon$  и пропорциональна ей. Например, как в рассматриваемом редукторе, при коэффициенте перекрытия  $\varepsilon = 1.293$  для средне интегрального значения удельной жесткости в зацеплениях зубьев солнечного колеса при параболической аппроксимации:

$$C_{cp} = \varepsilon C_K + \frac{2}{3} \cdot (C_o - C_K) \cdot \varepsilon = 22437,0H / мм^2$$

При синусоидальной:

$$C_{cp} = (C_K + \frac{2}{\pi} \cdot (C_o - C_K)) \cdot \varepsilon = 22265,2H / мм^2$$

Разница очень небольшая. Тогда при параболической аппроксимации удельной жесткости зубьев в зацеплении шестерен числе сателлитов редуктора - средне интегральное значение крутильной

жесткости солнечного колеса в зацеплении зубьев всех шестерен для нашего изделия (расчетной упругой модели) будет:

$$C = C_{cp} \cdot b_c \cdot r_{o1} \cdot r_{o1} \cdot a_c = 35,0 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

Принимая для свободных колебаний упругой системы редуктора постоянное значение жесткости зубьев шестерен при их без зазорном зацеплении без внешнего возбуждения и демпфирования решения:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= a_1 \cdot \sin(p \cdot t), & \varphi_2 &= a_2 \cdot \sin(p \cdot t), \\ \varphi_3 &= a_3 \cdot \sin(p \cdot t), & \varphi_4 &= a_4 \cdot \sin(p \cdot t), \\ \varphi_5 &= a_5 \cdot \sin(p \cdot t), & \varphi_6 &= a_6 \cdot \sin(p \cdot t), \end{aligned}$$

и подставляя в исходную систему дифференциальных уравнений, получим алгебраическую систему линейных однородных уравнений: Для того, чтобы принятые решения действительно имели место, необходимо, чтобы определитель системы равнялся нулю. Последовательно изменяя значения частот  $p$ , и вычисляя методом Гаусса численное значение определителя, по смене знак его находим значения собственных частот упругой системы. Для примера в таблице 2 приводятся значения собственных частот для случая одно - двух парного зацепления с перекрытием  $\varepsilon=1.293$  для всего ротора двигателя вместе с лопатками. В таблице 3 приводятся резонансные частоты вращения ротора без лопаток в оборотах в минуту при числе зубьев солнечного колеса  $z = 36$  и коэффициенте перекрытия в зубьях шестерен  $\varepsilon = 1.293$ . В таблице 4 приводятся значения собственных частот этого же ротора но без лопаток компрессора и турбины. В таблице 5 приводятся парциальные значения собственных частот лопаток компрессора и турбины при жесткой заделке в их основании (как бы, на отдельном испытательном стенде в лаборатории). Конечно, наличие лопаток на

роторе меняет значения и спектр частот его. И в спектре частот ротора не проявляются частоты лопаток при лабораторных испытаниях.

В таблице 6 приводятся результаты расчетов динамики для различных вариантов изготовления зубьев шестерен и различных вариантов упругой модели двигателя при максимальном режиме нагружения ее как в ранее существовавшем варианте. Как оказалось при сделанных расчетах такая нагрузка слишком большая для упрощенной модели какая здесь приводится. Расчетов было проведено большое количество. В данной же работе приводятся значения частот и напряжений только в основаниях и а около вершины лопаток первой ступени компрессора, хотя обрабатывались результаты расчетов всех дискретных масс упругой системы. Гармонического анализа спектров вибраций не производилось, и все результаты расчетов оценивались только визуально и приближенно по графикам программы EXCEL. Сначала рассмотрим результаты расчетов для случая вынужденных вибраций при постоянном средне интегральном значении жесткостей зубьев в зацеплениях шестерен редуктора, то есть, без изменения параметров упругости системы модели. Это делается для того, что бы определить собственные частоты упругой системы, резонирующих на гармоническую частоту возбуждения от зубьев солнечного колеса –  $z = 36$ , и выявить отличие характера вынужденного гармонического возбуждения упругой систем от ее параметрического возбуждения при циклическом изменении жесткости за счет пересопряжения зубьев в зацеплениях шестерен. Кроме графиков приводятся и таблицы с результатами численных значений всех расчетных параметров для облегчения анализа процессов в упругой системе изделия.

Таблица 2. Собственные частоты (Гц) всего ротора вместе с лопатками при коэффициенте перекрытия в зубьях шестерен –  $\varepsilon = 1.293$  м при среднее интегральном значении удельной жесткости в зацеплении зубьев шестерен  $C_{Ср} = 224370 \text{ Н/мм}^2$

308.6	1049,2	1634.6	3001.6	4892.8	8883.4	12909.8	22251.6	29788.0
518.5	1174.0	2042.8	3673.1	4986.7	10376.6	13786.2	22985.0	31835.5
610.1	1300.1	2300.4	4003.3	5911.1	10469.4	15028.2	27043.1	
1014.5	1375.8	2732.6	4255.7	8606.2	11055.4	16830.1	28284.0	

Таблица 3. Резонансные частоты вращения ротора без лопаток (об/мин) при числе зубьев солнечного колеса  $z = 36$  и коэффициенте перекрытия в зубьях шестерен –  $\varepsilon = 1.293$

365,9	6561,0	7576,4	14773,6	23445,6	37081,3	43868,8	49598,5
3549,1	7145,9	11592,7	17479,2	28042,7	37946,1	47137,5	52056,4

Таблица 4. Собственные частоты (Гц) ротора без лопаток при коэффициенте перекрытия в зубьях шестерен –  $\varepsilon = 1.293$

219,5	3936,6	5745,9	8864,2	14067,4	22248,8	26321,3	29759,1
2129,4	4287,5	7195,6	10487,5	16825,6	22767,7	28282,5	31833,8

Таблица 5. Парциальные собственные частоты лопаток (Гц)

	№ ступени	Частоты (Гц)		
Компрессор	Первая	1015	2048	3528
	вторая	1147	2305	3981
	Третья	1375	2765	4750
	Четвертая	1525	3069	5265
турбина	Первая	1570	3170	5425
	Вторая	1380	2777	4760

Таблица 6. Частоты вращения ротора (об/мин) при которых лопатки могут резонировать с парциальными собственными частотами, при числе зубьев шестерен  $z=36$

	№ ступени	Частоты (Гц)		
Компрессор	Первая	609	1227	2117
	вторая	688	1383	2383
	Третья	825	1659	2850
	Четвертая	915	1841	3159
турбина	Первая	943	1902	3255
	Вторая	828	1666	2856

## 6 Заключение

В сложных упругих системах с зубчатыми колесами вследствие переменной жесткости в процессе зацепления зубьев всегда могут происходить параметрические резонансы и параметрическая неустойчивость. В первую очередь это относится к эвольвентным прямозубым передачам одно двух парного зацепления.

Параметрическая возбуждаемая упругая система колеблется сразу по всем собственным формам и частотам, но особенно сильно проявляют себя формы колебаний как наименее энергоёмкие. Но при этом всегда заметно проявление и вынужденных вибраций с зубной частотой.

Зазоры в зацеплениях зубьев шестерен не влияют на параметрические вибрации упругой системы, если в зубьях не происходит размыкание их контактов. При больших вибрациях, когда происходит размыкание зубьев в контактах зубьев упругая система становится нелинейной и возникают большие низкочастотные вибрации.

В передачах с одно двух парным зацеплением для уменьшения интенсивности параметрических вибраций желательно применять разношаговость в области двух парного зацепления на одном из зубчатых колес или фланкирование на обоих сопряженных колес передачи. Разношаговость с точки зрения теории механизмов – это мгновенное кинематическое смещение профиля зуба в окружном направлении в зоне двух парного зацепления. Этот способ модификации зубьев зубчатых колес значительно снижает уровень вибраций на резонансных оборотах изделия, хотя в области параметрической неустойчивости он, все же, малоэффективен. Это происходит потому, что в области параметрической неустойчивости зубья контактируют то в области двух парного то в области однопарного зацеплений. Когда контакты происходят в области двух парного зацепления разношаговость снижает

уровень вибраций, а когда контакты происходят в области однопарного зацепления разношаговость не может повлиять или мало влияет на уровень вибрации.

## Список использованных источников

- [1] Курушин, М. И. Экспериментальные исследования причин возбуждения колебаний элементов турбовинтового двигателя с дифференциальным редуктором / М. И. Курушин, В. Б. Балякин, А.М. Курушин // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. - 2014. - Т. 16. - №4. - С. 152-158.
- [2] Balyakin V. B. Mathematical Modeling of the Two Mass Gear System with Consideration of Shaft Compliances / V. B. Balyakin, M. I. Kurushin // Applied Mechanics and Materials. - 2015. - Vol. 770. - P. 343-348.
- [3] Курушин, М. И. Параметрическая неустойчивость динамики зубчатых колёс / М. И. Курушин, В. Б. Балякин, А. М. Курушин // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва. - 2014. - № 5/1. - С.106-111.
- [4] Kurushin, M. I. Methods of controlling vibration in elastic systems with gear / M. I. Kurushin, V. B. Balyakin // Procedia Engineering, 2th Conference Dynamics and Vibroacoustics of Machines. - 2015. - Vol.106. - P. 192-201.
- [5] Mucchi E. Elastodynamic analysis of a gear pump. Part II: Meshing phenomena and simulation results / E. Mucchi, G. Dalpiaz, A. Rivola // Mechanical Systems and Signal Processing. - 2010. - Vol. 24. - P. 2180-2197.
- [6] Rafiee M. Modeling and mechanical analysis of multiscale fiber-reinforced graphene composites: Nonlinear bending, thermal post-buckling and large amplitude vibration / M. Rafiee, F. Nitzsche, M.R. Labrosse // International Journal of Non-Linear Mechanics. - 2018. - Vol.103. - P. 104–112.
- [7] Ankouni, M., Lubrecht, A. A., Velex, P. Modelling of damping in lubricated line contacts - Applications to spur gear dynamic simulations / M. Ankouni, A. A. Lubrecht, P. Velex // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. - 2015. - Vol. 230 (7-8). - P. 1222-1232.
- [8] Расчёт толщины смазочного слоя в зубчатых передачах и подшипниках качения / Коднир Д. С., Крушин М. И., Ратнер и др. // Материалы конференции «Зубчатые передачи авиационных изделий». - 1968. - С. 452-463.
- [9] Курушин М. И. Исследование жёсткости зубьев двух и трёх парного зацепления / М. И.,

Курушин, В. Б. Балякин, В. Б. Оссиала // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. - 2016. - Т.18. - № 4 (6). - С. 1013-1020.

[10] Новиков Д. К. Динамика ротора газотурбинного двигателя с гидродинамическими демпферами в опорах / Д. К. Новиков, В. Б. Балякин // Проблемы машиностроения и надежности машин. - 1999. - №2. - С. 28-34.

Mikhail I. Kurushin,  
Valeriy B. Balyakin,  
Venceslas Ossiala

Samara University  
443086, Russia, Samara,  
34, Moskovskoye shosse,  
029-029@mail.ru

## INVESTIGATION OF THE TORSIONAL VIBRATIONS OF A ROTOR TURBINE ENGINE WITH A DIFFERENTIAL REDUCTION GEARBOX

*In this paper, the dynamics of turbine engine with a differential reduction gearbox is considered. Only natural torsional oscillations are investigated. In the framework of solving the problem of dynamics of elastic systems, according to experimental data and in our studies by the finite element method for one pair of conjugate teeth, it can be assumed that the dependence is close to a quadratic parabola or to a sinusoid. The hydrodynamic damping of vibrations of the elastic system rotor and how lubricant layer in the gears engagements in the splined joints, are considered. The Eigenfrequencies (Hz) of all rotors together with the blades and without the blades at a constant overlap coefficient in the gear teeth are also investigated. Revealed that, overstrain of the teeth in engagement of the gear wheels leads to parametric oscillations of the engine blades.*

**Key words:** Dynamics; differential reduction gearbox; torsional vibrations; stiffness; overlap coefficient; hydrodynamic damping; elastic model

### References

- [1] Kurushin, M.I., Balyakin, V.B. and Kurushin, A.M. (2014), "Experimental investigation of the courses of vibration excitation of elements of gas turbine engines with a differential reduction gearbox" [Eksperimental'nye issledovaniya pritsin vobuzhdeniya kolebaniy elementov nurbovintovogo dvigatelya s differentsial'nym reduktorom], *Izvestiya Samarskogo nauchnogo centra Rossijskoj akademii nauk*, vol. 16, no.4, pp. 152-158.
- [2] Balyakin, V.B. and Kurushin, M.I. (2015), "Mathematical Modeling of the Two Mass Gear System with Consideration of Shaft Compliances", *Applied Mechanics and Materials*, vol. 770, pp. 343-348.
- [3] Kurushin, M.I., Balyakin, V.B. and Kurushin, A.M. (2014), "Parametric instability of the dynamics of gearwheels" [Parametricheskaya neusnoyshivost' dinamiki zubchatykh koles], *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo azerokosmicheskogo universiteta im. akademika S.P. Koroljova*, no. 5/1, pp. 106 - 111.
- [4] Kurushin, M.I. and Balyakin, V.B. (2015), "Methods of controlling vibration in elastic systems with gear", *2th Conference Dynamics and Vibroacoustics of Machines, Procedia Engineering*, vol. 106, pp. 192-201.
- [5] Mucchi, E., Dalpiaz, G. and Rivola, A. (2010), "Elastodynamic analysis of a gear pump", Part II: Meshing phenomena and simulation results, *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 24, pp. 2180-2197.
- [6] Rafiee, M., Nitzsche, F. and Labrosse, M.R. (2018), "Modeling and mechanical analysis of multiscale fiber-reinforced graphene composites: Nonlinear bending, thermal post-buckling and large amplitude vibration", *International Journal of Non-Linear Mechanics*, vol.103, pp. 104-112.
- [7] Ankouni, M., Lubrecht, A.A. and Velez, P. (2015), "Modelling of damping in lubricated line contacts - Applications to spur gear dynamic simulations", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 230 (7-8), pp. 1222-1232.
- [8] Kodnir D.S. et al. (1968), "Calculation of lubricant layer thickness in gears and rolling bearings", *Materialy konferentsii "zubchfye peredachi aviatsionnykh isdeliy*, pp. 452-463.
- [9] Kurushin M.I., Balyakin, V.B. and Ossiala V.B. (2016), "Investigation of the stiffness of teeth of two and three gear pairs", *Izvestiya Samarskogo nauchnogo centra Rossijskoj akademii nauk*, vol. 18, no.4 (6), pp. 1013-1020.
- [10] Novikov D.K. and Balyakin V.B. (1999), "Dynamics of the rotor of a gas turbine engine with hydrodynamic dampers in the supports" [Dinamika rotora gazoturbinnovo dvigatelya s gidrodinamitseskimi dempferami v oporakh], *Problemy mashinostroeniya I nadezhnosni mashin*, no.2, pp. 28-34.

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИБОРОВ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ С ВЕРИФИКАЦИЕЙ ДАННЫХ НА ОСНОВЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ НА СТЕНДЕ

Э.Г. Берестовицкий,  
Н.В. Пялов,  
М.В. Соловьев

АО «Концерн «НПО «Аврора»  
Карбышева, 15,  
г. Санкт-Петербург,  
Российская Федерация,  
196024  
[mail@avrorasystems.com](mailto:mail@avrorasystems.com)  
<http://www.avrorasystems.com>

*В системах управления расходом питательной воды (СУ РПВ) в парогенератор на современных изделиях и изделиях нового поколения требования по виброшумовым характеристикам (ВШХ) и гидродинамическому шуму (ГДШ) значительно повышены. В настоящее время регулирующие органы (РО) удовлетворяют требованиям нормативных документов по виброшумовым характеристикам (ВШХ) 80-х годов.*

*Для решения задачи на соответствия современным требованиям ранее широко использовалась плоская постановка задачи, которая не дает полной и адекватной картины физических полей электрогидравлической аппаратуры. Поэтому постепенно необходимо усложнять задачу и переходить в трехмерную область.*

*Проделана совместная работа с рядом расчетных компаний дистрибьюторов и производителей кодов вычислительной гидродинамики (ВГД, в зарубежной литературе CFD) с целью определения путей повышения акустического качества наших изделий путем трехмерного математического моделирования с получением параметров физических полей с последующей верификацией.*

*Верификация производилась по расчетной величине расхода в положениях протечки и полного открытия и значениях полученных на стенде при испытаниях изготовленного макета. Расхождение математического моделирования с экспериментом не превысило 5%.*

**Ключевые слова:** ВШХ; ГДШ; вибрация; арматура; питательная вода; регуляторы; рабочие органы; дроссели; парогенератор; малошумность; сетчатые экраны; глушители

### 1 Введение

Современные требования к основным техническим характеристикам промышленных изделий для гражданского и военного судостроения требуют серьезных научно-технических исследований и предполагают использование развитого математического аппарата, а также многократного макетирования.

Основные технические характеристики, которые необходимо обеспечить посредством ММ: требования по ТТЗ: протечки, расходная характеристика, усилия, прочностные характеристики, электромагнитные и электромеханические характеристики различных разрабатываемых устройств входящих в состав изделий.

Определение акустического качества построения схемы и конструкции прибора как в статическом, так и в перспективе в динамическом режимах, - является трудоемкой, наукоемкой и ресурсоемкой задачей.

Еще в 1980-х годах прошлого столетия необходимая точность математического вычисления достигла того уровня, когда стала очевидна необходимость использования специальных средств – электронно-вычислительных машин (ЭВМ) – для решения сложных нелинейных систем дифференциальных уравнений. Параллельно с ЭВМ развивались различные теории, методы вычислений (метод конечных элементов – МКЭ) и программные коды (Fortran, C++ и другие). Они позволяли

получать параметры физических полей с приемлемой для каждого этапа развития точностью. Постепенно появлялись и средства визуализации полученных результатов.

В настоящее время компании, занимающиеся разработкой и производством электрогидравлических приборов, активно внедряют в процесс проектирования методы вычислительной гидродинамики (ВГД, в иностранной литературе CFD). Список задач, решаемых методами ВГД, постоянно расширяется. Появляются новые модели для более точного описания физических явлений, совершенствуются численные методы, растет производительность вычислительной техники. Одной из прикладных задач ВГД является моделирование турбулентного течения в пристеночной зоне.

В виду ограниченности вычислительных ресурсов и отсутствия адекватных моделей реализованных в современных программных комплексах, решение задачи производится в двухмерной постановке задачи. Такое решение предполагает ряд значительных упрощений, что сказывается и на получаемых результатах.

С целью оценить возможности реализации трехмерной постановки задачи нами, совместно с разработчиками и центрами компетенции наиболее известных в России программных комплексов (ПК) математического моделирования, были произведены тестовые решения задач с последующей верификацией полученных при ММ результатов на стенде.

## 2 Теоретические исследования

Для оценки результатов необходимо правильно учесть множество факторов и теоретических выкладок в области изучения течений и их акустических моделей: теория пограничного слоя Шлихтинга [1], разработанные ЦАГИ модели дозвуковых турбулентных струй [2], модели распространения звука в различных средах Лайтхилла [3], общие для механики

жидкости и газа модели описания течений и др. При этом надо учитывать специфику реализации ПК вычислительной гидродинамики (ВГД).

Развитый математический аппарат струйных течений представлен в работах Биркгофа Г., Сарантелло Е. [4] Широта охвата и обобщения знаний в области звукоизлучения струй и математическом описании течений струй приводится в работах отечественных ученых Гуревича М.И., Степанова Г.Ю. [5]. Математическое описание акустических явлений при рассмотрении динамики ЭГП представлен в работах Гликмана Б.Ф. [6]. Работа Гликмана Б.Ф. позволяет рассматривать задачу акустического качества построения проточных частей электрогидравлических приборов (ЭГП) на стыке наук: теории управления, акустики и механики жидкости и газа.

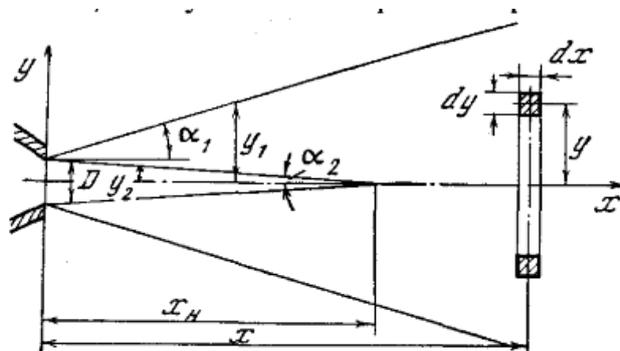
Эффекты кавитации, влияющие на акустические характеристики, рассматриваются в применении к проточным частям ЭГП рассчитанных на большие расходы в работах Сарафанова И.А. [7], в которых содержится огромный массив эмпирических данных.

В работах Берестовицкого Э.Г. [8] представлен ряд эффективных решений для улучшения виброакустических характеристик и гидродинамических характеристик проточных частей ЭГП, полученных в результате многолетнего опыта эксплуатации стендового оборудования и ЭГП систем управления.

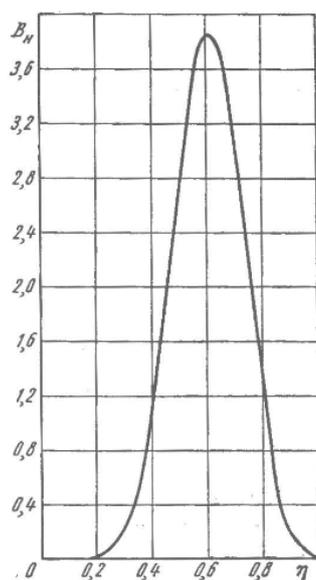
В работе [9] рассматривалось применение теории свободных турбулентных струй. Использование теории затопленных турбулентных дозвуковых струй показало, что спектральное распределение частот гидродинамического шума напрямую и в значительной степени определяется именно спектром и взаимодействием струй, образующихся при протекании рабочей жидкости через сетчатые экраны и отверстия в дросселирующем сечении. При этом параметризация и оптимизация проточных частей с этой точки зрения возможна

посредством проведения множества натуральных испытаний. С целью повышения качества параметризации и оптимизации средств шумогашения мы рассматриваем применение ПК ВГД.

В работе [10] используются основные положения теории Лайтхилла и полагается, что каждый элементарный объем струи является широкополосным источником шума, характерная частота которого пропорциональна отношению скорости к масштабу турбулентности, получены выражения для определения звуковой мощности затопленной струи в целом, ее начального и основного участков, а также для спектральных характеристик шума этих участков и объемов.



а



б

Рисунок 1. Турбулентная дозвуковая затопленная струя и распределение мощности струи на начальном участке [2]

Из рисунка 1 видно, что в начальном участке струи максимум шума излучается цилиндрическим кольцом радиусом, равным радиусу сопла, образующая которого расположена на линии, проходящей через кромку сопла. Следует отметить, что распределение интенсивности турбулентности по радиусу также имеет форму кривой с максимумом в области линии, проходящей через кромку сопла параллельно оси струи.

Частота звука зависит от скорости истечения струи и от расположения рассматриваемого объема, излучающего звук.

Турбулизаторы-экраны позволяют управлять спектром звуковой мощности струи путем рационального подбора местоположения экрана в струе, режима истечения и относительного живого сечения. Задача об акустическом взаимодействии струи с экраном сводится к определению звуковой мощности участка струи от среза сопла до экрана  $W_1$  и участка струи, образующейся за экраном  $W_2$ , а также за счет обтекания остова экрана турбулентным потоком  $W_3$ :

$$W = W_1 + W_2 + W_3 \quad (1)$$

В выражение (1) интенсивность и спектр звуковой мощности конечных участков и всей струи вычисляются по приведенным в работе [2] формулам. Шум обтекания определяется на основании полученных экспериментальных данных. На рисунке 2 видно хорошее совпадение. Таким образом, предложенный в работе [2] метод расчета может быть использован при решении различных задач излучения шума турбулентных струй.

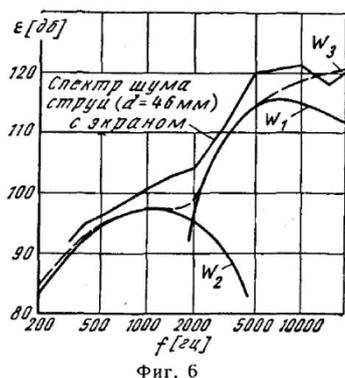


Рисунок 2. Спектр шума струи диаметром 46 мм с экраном [2]

### 3 Конструктивные мероприятия по снижению уровня ГДШ

В применении к нашей тематике перечисленных принципов рассмотрим ЭПП разработки ЦРИЭГА. В таблице 1 представлено описание сетчатого экрана (СЭ):

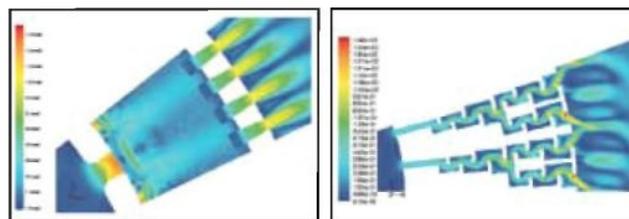
- Основными параметрами СЭ являются:
- 1 Площадь проходного сечения экрана.
- 2 Геометрические параметры экрана.
- 3 Расстояние от экрана.
- 4 Скорость струи.

Таблица 1 –Снижение шума струи: СЭ [10]

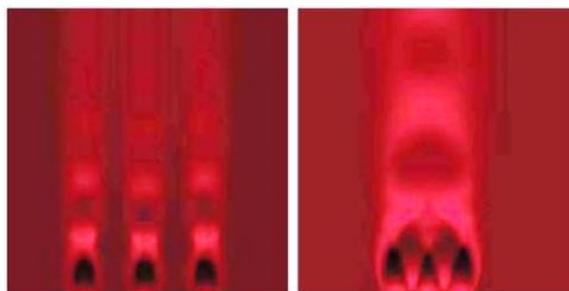
Метод воздействия	Снижение шума	Преимущества
СЭ перпендикулярно истечению струи	5 дБ в среднем.	Снижение шума на низких частотах.

Недостатками использования СЭ являются:

- усиление шума на высоких частотах, обусловленного шумом обтекания остова сетчатого экрана;
- более эффективно в сочетании с другими методами борьбы с шумом;
- приводит к потерям импульса турбулентной струи.



а



б

Рисунок 3. Использование ПК ВГД в плоской постановке компаниями Fisher и Emerson [11]

На данный момент существует множество примеров использования ПК ВГД в плоской постановке задачи для получения физических параметров полей течений с разбиением потока на струи. Компаниями Fisher и Emerson – одними из основных лидеров в области производства малошумных ЭПП – рассматривались как разбиение потока на струи (рисунок 3а), так и влияние взаимодействия струй на спектр ГДШ (рисунок 3б).

В результате исследований и на основании теоретических предпосылок, нами был разработан макет двухкаскадной проточной части прибора (рисунок 4), с использованием сетчатых экранов. На выходе из проходов струйки сталкиваются, при этом теряется часть кинетической энергии. Скорость потока на выходе меньше, чем у обычного РО с единым потоком. Все это уменьшает шум, вибрацию и предохраняет от возникновения кавитации. На рисунке 4а-в показаны изображения 3D-модели и натурального образца соответственно.

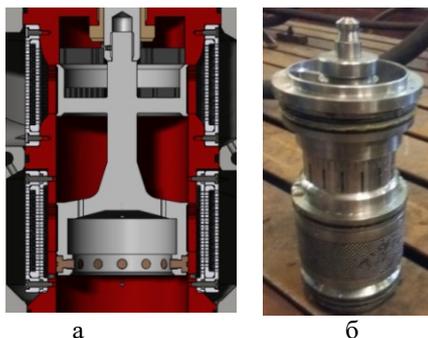
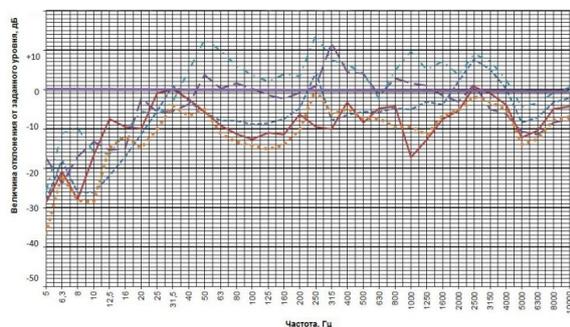


Рисунок 4. Проточная часть макета ЭГП

На рисунке 5 показаны превышения уровня шума относительно современных требований по ГДШ. Характеристики были получены по результатам испытаний макета проточной части макета ЭГП с различными диссипативными элементами в проточной части и без их использования.

Как видно из рисунка 5, нами были получены положительные результаты по ГДШ. Стоит отметить, что прибор на стенде испытывался совместно с глушителями гидродинамического шума (ГГШ), поэтому дальнейшее совершенствование заключается в исключение их схемы ГГШ по экономическим и технологическим причинам.



- а) ПК DN 100 с ГГШ с ДЭ 2 ступень резина
- б) ПК DN 100 с ГГШ с ДЭ 2 ступень резина
- в) ПК DN 100 с ГГШ с ДЭ 2 ступень резина
- г) ПК DN 100 с ГГШ с ДЭ 2 ступень резина
- д) ПК DN 100 с ГГШ с ДЭ без резины

Рисунок 5. Превышение требований по ГДШ макета ЭГП с ГГШ с ДЭ с резиной на второй ступене и без нее

Для дальнейшего совершенствования ЭГП было необходимо перейти к трехмерной постановке задачи в ПК ВГД, что было затруднено рядом причин (значительный объем вычислительных ресурсов, сложности построения сетки или невозможность построения сетки в случае наличия сетчатых экранов в проточной части и др.).

Поэтому, было проведено тестирование различных ПК ВГД на решение задач в трехмерной постановке для проточных частей при наличии малых зазоров с дальнейшей верификацией полученных данных на стенде.

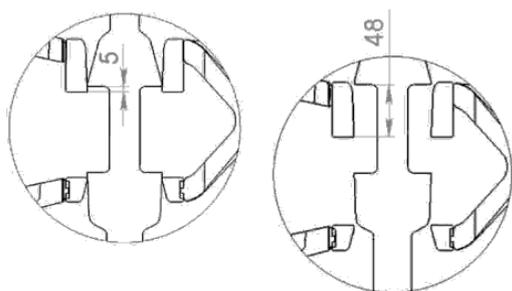
#### 4 Математическое моделирование течения жидкости через ЭГП

При заданных в таблице 2 параметрах расчетом было выполнено определение расхода рабочей среды через регулирующийся клапан и гидродинамических параметров течения при полном открытии дросселя.

Таблица 2. Принятые параметры для расчета

№	Параметр	ANSYS FLUENT	Flow Vision	ЛОГОС
1	Перепад давления на клапане, МПа	0,3	0,22	0,22
2	Давление на выходе, МПа	3	1	1
3	Рабочая среда	Вода дистиллированная		
4	Температура рабочей среды, °С	30		
5	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	997	997	998
6	Вязкость, 10 <sup>4</sup> Па с	8,7	8,2	8,9

Расчеты выполнили: ANSYS FLUENT - ЗАО «КАДФЕМ Си-Ай-Эс»; FlowVision - ООО «ТЕСИС»; ЛОГОС - ФГУП РФЯЦ - ВНИИЭФ.



а



б

Рисунок 6. Геометрическая модель регулирующего клапана

Геометрическая модель корпуса регулирующего клапана в виде твердотельной геометрической модели показана на рисунке 6а и б.

#### 4.1 ПК ANSYS FLUENT

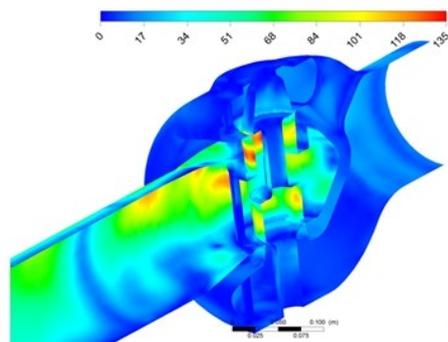
В «ANSYS FLUENT» был выполнен гидродинамический расчет регулирующего клапана в положении полного открытия.

В работе проводилось численное моделирование регулирующего клапана с целью определения его гидродинамических характеристик в трехмерной постановке. Моделирование было выполнено с подключением модели турбулентности k-ε, пристеночной функции Enhanced Wall Treatment и акустической модели Broadband Noise Source.

Расчетная область течения разбивается на конечно-объемную расчетную сетку. В модуле ANSYS Fluent Meshing, производится построение неструктурированной полиэдрической сетки с пристеночной областью из 124 призматических слоев.

Картина распределения координаты  $y^+$  показана на рисунке 7.

Общий размер сгенерированной расчетной сетки составляет 4,1 млн. ячеек, значения безразмерного расстояния от стенки  $y^+$  достигает 135, что находится в пределах границ применимости используемой в расчете модели турбулентности.

Рисунок 7. Распределение безразмерной координаты  $y^+$  на внутренней поверхности регулирующего клапана

После решения гидродинамической задачи, был произведен акустический расчет на основании полученных данных об интенсивности турбулентных пульсаций. Расчет позволил судить о качественной картине распределение акустической мощности широкополосного шума в регулирующем клапане. После произведенного расчета были выявлены области, имеющие наибольшую интенсивность акустического шума.

В результате расчетов определены значение объемного расхода рабочей среды и значение кавитационного запаса на расчетном режиме работы, а также получено распределение акустической мощности внутри регулирующего клапана.

#### 4.2 ПК FlowVision

Задача решалась в трехмерной постановке. Расчетная схема: неявная. Размер шага по времени:  $CFL = 100$ . Модель турбулентности: KEFV (k-epsilon FlowVision), равновесные пристеночные

функции. Для построения сетки использовалась модель зазора. Граничные условия согласно таблице 2.

Было произведено исследование зависимости результатов от размера ячеек расчетной сетки.

Исследовалась сходимость в зависимости от размера ячеек сетки. Минимальный, полученный при помощи локальной адаптации размер ячейки 0,625 мм. Сетка с минимальным размером 0,625 мм может быть использована для основных расчетов. Критерий сходимости – массовый расход при открытом клапане или закрытом клапане.

Стоит отметить, что при решении задачи в ПК FlowVision использование локальной адаптации вместо сгущения начальной сетки позволяет значительно снизить количество расчетных ячеек при сохранении результата на том же уровне.

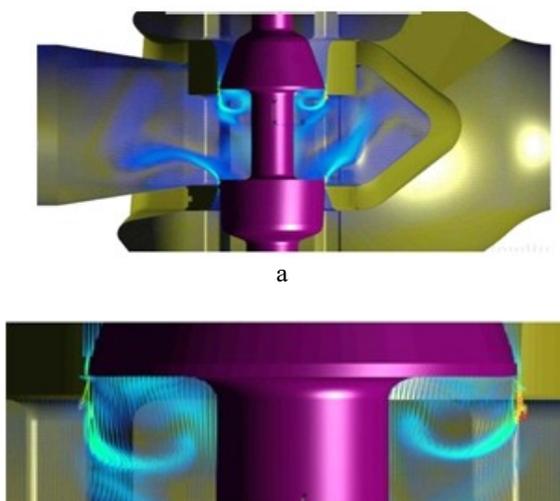


Рисунок 8. Распределение скоростей течения при полностью закрытом клапане

Расчетная сетка для финальных расчетов в трехмерной постановке имела следующие параметры: неравномерная начальная сетка с минимальным размером ячеек 2,5 мм и локальной адаптацией (сгущением) до размера ячейки 0,625 мм. Всего ячеек: 2,88 млн. шт.

Распределение скоростей при полностью закрытом клапане показано на рисунке 8а и б.

### 4.3 ПК ЛОГОС

При решении задачи в ПК ЛОГОС рассматривалось гидродинамическое течение в регулирующем клапане в положении «протечки».

На рисунке 9а и б приведены расчетные поля скорости и статического давления в различных сечениях. Также были получены линии тока и векторное поле скорости.

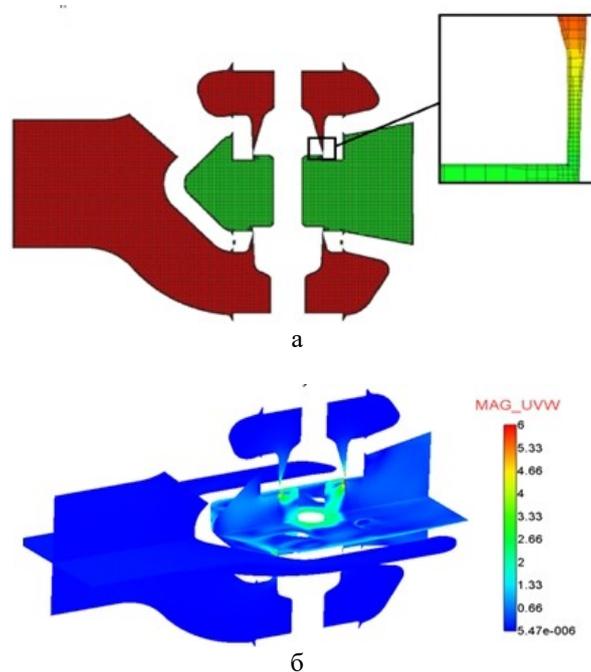


Рисунок 9. Внешний вид расчетной области и продольное сечение сеточной модели

Для представленной расчетной области была построена сеточная модель с призматическим пограничным слоем на основе сеточного генератора из усеченных гексаэдров. Сетка содержит порядка 6 млн. расчетных ячеек.

### 5 Экспериментальные исследования

Верификация результатов ММ и натурных экспериментов представлены в таблице 3.

Таблица 3 – Верификация полученных результатов

№	ПК	ММ, кг/с	Экспери мент, кг/с	По- греш- ность, %	Кол. ячеек, млн.
1	ANSYS Fluent	31,75	36,08	12	4,1
2	Flow Vision	29,13	30,9	5,7	2,88
		1,72	1,9	9,5	2,88
3	ЛОГОС	1,88	1,9	1	6

## 6 Выводы и рекомендации

В результате работ, благодаря использованию современных средств проектирования и учету данных по снижению шума затопленных турбулентных дозвуковых струй, нам удалось определить оптимальное с точки зрения акустики расположения отверстий и элементов проточных частей, а также их параметров. Это позволяет создавать компактные решения для малощумных ЭГП.

Отметим, что плоская постановка задачи не дает полной и адекватной картины физических полей ЭГП, поэтому дальнейшие пути развития лежат в исследовании трехмерной области. На данный момент работы в этом направлении продолжаются. О результатах будет доложено на следующих конференциях.

ПК ВГД обладают разным функционалом и степенью удобства использования, при этом можно справедливо рассматривать соотношение цена качество.

В ПК ANSYS FLUENT проведено численное моделирование гидродинамики регулирующего клапана в среде программного комплекса ANSYS FLUENT. Определены значение объемного расхода рабочей среды и значение кавитационного запаса, а также распределение акустической мощности. Для использования данного ПК ВГД для решения задач исследования течений в проточных частях ЭГП с несколькими сетчатыми экранами необходимо использовать языки

программирования для написания соответствующих модулей.

В ПК FlowVision благодаря использованию специальной «Модели зазора» возможно получение результатов для любой минимальной величины зазора на относительно грубых сетках. Это является основанием для постановки трехмерной задачи для исследования случая наличия сетчатых экранов и не структурированных множественных отверстий в проточной части.

Благодаря технологии «Подвижные тела» возможно моделирование переходных процессов, происходящих при движении запорного органа, что позволяет определить не только статическое качество проектирования, но и динамическое. Отметим, что акустическое качество в переходных режимах ранее при проектировании ЭГП не учитывалось.

ПК ЛОГОС обладает возможностями для определения ряда характеристик проточных частей с достаточно высокой точностью. Тем не менее, постановка трехмерной задачи взаимовлияния струй и их влияние на акустическую картину рассматриваемой проточной части на данный момент в ПК не предусмотрено.

## Список использованных источников

- [1] Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. - М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1974. – 536 с.
- [2] Мунин А. Г. Звуковая мощность, создаваемая участками дозвуковой струи / А.Г. Мунин, З.Н. Науменко // Ученые записки ЦАГИ, 1970. - Том 1. - № 5. - С. 29 - 38.
- [3] Lighthill M. J. On sound generated aerodynamically: I. General theory / M. J. Lighthill // Proceedings of the Royal Society of London. – 1952. - Vol. 211, Issue 1107. – P. 564-587.
- [4] Биркгоф Г. Струи, следы и каверны / Г. Биркгоф, Э. Сарантонелло. - М.: Мир., 1964. – 467 с.
- [5] Гуревич М. И. Теория струй идеальной жидкости / М. И. Гуревич. - М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1979. – 713 с.
- [6] Гликман Б. Ф. Математически модели пневмогидравлических систем / Б. Ф. Гликман. - М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. – 368 с.

[7] Сарафанов И. А. Экспериментальные исследования и разработка методов расчета конструктивных параметров регулирующих органов корабельных систем автоматического регулирования ядерных пароэнергетических установок / И. А. Сарафанов. – СПб.: АО «Концерн «НПО «Аврора», 2016. - 404 с.

[8] Берестовицкий Э. Г. Снижение вибрации и шума гидравлических приборов систем управления техническими средствами / Э. Г. Берестовицкий, Ю. А. Гладилин, В. И. Голованов, И. А. Сарафанов. – СПб.: Астерион, 2008. – 316 с.

[9] Берестовицкий Э. Г. Математическое моделирование проточных частей органов регулирования САУ ТС с целью определения конструкции оптимальной по уровню возбуждаемого гидродинамического шума / Э. Г. Берестовицкий, А. Н. Крючков, П. И. Кизилов, Н. В. Пялов // Системы управления и обработки информации: научн.-техн. сб., ОАО «Концерн «НПО «Аврора». СПб, 2015. - Вып. 30. - С. 76-81.

[10] Рыбинская Л. А. Эффективность методов снижения шума турбулентных струй / Л. А. Рыбинская, Р. В. Бульбович, В. И. Кычкин // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника, 2017. - № 48. - С. 104 – 119.

[11] Бесшумная работа. Решения Fisher для устранения шумов [Электронный ресурс], - <http://www.fishvalve.nt-rt.ru> - статья в интернете. (Дата обращения: 15.03.2017 г.).

## MATHEMATICAL SIMULATION OF ELECTROHYDRAULIC CONTROL DEVICE FLOW CHARACTERISTICS ACCURACY DETERMINATION WITH PROCEEDING DATA VERIFICATION ON THE BASIS OF EXPERIMENTAL STUDIES AT THE TEST BENCH

Erlen G. Berestovitskiy,  
Nikolay V. Pyalov  
Michael V. Solovyev

Concern Avrora Scientific and  
Production Association JSC  
15, Karbysheva, S.-Petersburg, 196024,  
Russian Federation  
mail@avrorasystems.com,  
http://www.avrorasystems.com

*For the modern steam generator feed water flow control systems and new generation products requirements for vibrating characteristics and hydrodynamic noise are significantly increased. Currently, control devices meet the requirements of regulatory documents on vibration noise characteristics developed in 1980-ies.*

*To solve the problem of compliance with modern requirements previously flat (two dimensional – 2D) statement of problem was widely used. This approach does not give a complete and adequate picture of the physical fields of electro-hydraulic equipment. Therefore, it is necessary to gradually complicate the task and goes into a three-dimensional area.*

*We have done joint work with a number of computational companies that distribute or produce the various types of code for computational fluid dynamics (CFD) in order to determine ways of improving the acoustic quality of our products by the means of three-dimensional mathematical modeling with obtaining physical field parameters. On the basis of received information we made out the subsequent verification of experimental studies of the valve model, which had been previously analyzed in CFD, at the test bench.*

**Key words:** CFD; mathematical simulation; vibration; valves; hydrodynamic noise; feed water regulators; throttle; steam generator; low-noise equipment

## References

- [1] Shlikhting, G. (1974), *Teoriya pogrannichnogo sloya* [The theory of boundary layer], Nauka, Moscow, Russia, 536 p.
- [2] Munin, A.G. and Naumenko, Z.N. (1970), “Zvukovaya moshhnost', sozdavaemaya uchastkami dozvukovoj strui” [Sound power, created by subsonic jet areas], *Uchenye zapiski TsAGI [TsAGI Science Journal]*, no. 5, vol. 1, pp. 29 - 38.
- [3] Lighthill, M.J. (1952), “On sound generated aerodynamically: I. General theory”, *Proceedings of the Royal Society of London*, vol. 211, issue 1107, pp. 564-587.
- [4] Birkhof, G. and Sarantonello, E. (1964), *Strui, sledy i kaverny* [Jets, wakes and cavities], Mir, Moscow, 467 p.
- [5] Gurevich, M.I. (1979), *Teoriya struj ideal'noj zhidkosti* [The theory of jets of ideal fluid], Nauka, Moscow, Russia, 713 p.
- [6] Glikman, B.F. (1986), *Matematicheski modeli pnevmogidravlicheskih system* [Mathematical models of pneumatic and hydraulic systems], Nauka, Moscow, Russia, 368 p.
- [7] Sarafanov, I.A. (2016), *Ehksperimental'nye issledovaniya i razrabotka metodov rascheta konstruktivnykh parametrov reguliruyushhikh organov korabel'nykh sistem avtomaticheskogo regulirovaniya yadernykh paroehtnergeticheskikh ustanovok* [Experimental research and development of methods for calculating the design parameters of the regulatory bodies of ship systems of automatic control of nuclear steam power plants], AO “Kontsern “NPO “Avrora”, St. Petersburg, Russia, 404 p.
- [8] Berestovitskij, E.G., Gladilin, Y.A., Golovanov, V.I. and Sarafanov, I.A. (2008), Snizhenie vibratsii i shuma gidrav-licheskih priborov sistem upravleniya tekhnicheskimi sredstvami [Reduction of noise and vibration of hydraulic systems devices control equipment], *Asterion*, St. Petersburg, Russia, 316 p.
- [9] Berestovitskij, E.G., Kryuchkov, A.N., Kizilov, P.I. and Pyalov, N.V. (2015), Matematicheskoe modelirovanie protochnykh chastej organov regulirovaniya SAU TS s tsel'yu opredeleniya konstruksii optimal'noj po urovnyu vzbuzhdaemogo gidrodinamicheskogo shuma [Mathematical modeling of Pro-precise parts of the control system of the vehicle with the purpose of determining the design of the optimal level of excited hydrodynamic noise], *Sistemy upravleniya i obrabotki informatsii: nauchn.-tekhn. sb.*, AO “Kontsern “NPO “Avrora”. SPb. [Control and information processing systems], no. 30, pp. 76-81.

[10] Rybinskaya, L.A., Bul'bovich, R.V. and Kychkin, V.I. (2017), "Ehffektivnost' metodov snizheniya shuma turbulentnykh struj" [The Effectiveness of turbulent jets noise reducing methods], *Vestnik PNIPU. Aehrokosmicheskaya tekhnika*, no. 48, pp. 104 – 119.

[11] Besshumnaya rabota. Resheniya Fisher dlya ustraneniya шумов [Silent operation. The Fisher company solution for removing noise], available at: [www.fishvalve.nt-rt.ru](http://www.fishvalve.nt-rt.ru) (Accessed: 15.03.2017).