

**Главный редактор**

Шахматов Е. В., д.т.н., профессор, СГАУ (г. Самара, РФ)

**Заместители главного редактора**

Балакин В. Л., д.т.н., профессор, СГАУ (г. Самара, РФ)

Гимадиев А. Г., д.т.н., профессор, СГАУ (г. Самара, РФ)

**Ответственный секретарь**

Гафуров С. А., к.т.н., СГАУ (г. Самара, РФ)

**Российские члены редакционного совета**

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

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

Иголкин А. А. – к.т.н., доцент, СГАУ (г. Самара, РФ);

Крючков А. Н., д.т.н., профессор, СГАУ (г. Самара, РФ);

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

Макарьянц Г. М. – к.т.н., доцент, СГАУ (г. Самара, РФ);

Прокофьев А. Б. – д.т.н., доцент, СГАУ (г. Самара, РФ);

Свербилов В. Я. – к.т.н., доцент, СГАУ (г. Самара, РФ);

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

**Иностранные члены редакционного совета:**

Вакка А. – доцент, исследовательский центр гидравлических систем университета Пурдю (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. (SSAU, Samara, Russian Federation)

**Deputy chief editor**

V.L. Balakin D.Eng.Sc., prof. (SSAU, Samara, Russian Federation)

A.G. Gimadiev D.Eng.Sc., prof. (SSAU, Samara, Russian Federation)

**Executive Editor**

S.A. Gafurov Can.Eng.Sc. (SSAU, Samara, Russian Federation)

**Editorial office russian members**

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

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

A.A. Igolkin Can.Eng.Sc., associate professor (SSAU, Samara, Russian Federation)

A.N. Kryuchkov D.Eng.Sc., prof. (SSAU, Samara, Russian Federation)

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

G.M. Makaryants Can.Eng.Sc., associate professor (SSAU, Samara, Russian Federation)

A.B. Prokofyev D.Eng.Sc., associate professor (SSAU, Samara, Russian Federation)

V.Ya. Sverbilov Can.Eng.Sc., associate professor (SSAU, Samara, Russian Federation)

M.I. Fesina Can.Eng.Sc., prof.(TSU, Tolyatti, Russian Federation)

**Editorial office foreign members**

A. Vacca associate professor, member of the Center for Compact and Efficient Fluid Power (CCEFP), chair of the SAE Fluid Power division, treasurer and secretary of the Board of the Fluid Power Net International (FPNI), executive member of the Fluid Power Systems and Technology Division of ASME (Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA)

D.N. Johnston professor (University of Bath, Bath, United Kingdom)

P. Cruz professor, head of the pneumatichydraulic and mechatronic systems department (Linköping University, Linköping, Sweden)

M. Liniyama professor (Tampere University of Technology, Tampere, Finland)

H.Myurenhof professor (RWTH Aachen University, Aachen, Germany)

M. Rafikov professor (Universidade Federal do ABC (UFABC), Sao Paulo, Brazil)

Ya. Strichek professor (The University of Wrocław (UWr), Wrocław, Poland)

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

R.Shaydl professor (Johannes Kepler University, Linz, Austria)

**СОДЕРЖАНИЕ**

КОМПЛЕКСНОЕ РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМ ДИНАМИКИ И ВИБРОАКУСТИКИ МАШИН <i>Е.В. Шахматов</i>	4
МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ МАГИСТРАЛЬНОГО ГАЗО- ТУРБОВОЗА НА СЖИЖЕННОМ ПРИРОДНОМ ГАЗЕ <i>В.А. Букин</i>	13
ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ОБЕЧАЙКИ ОТСЕКОВ РАКЕТЫ-НОСИТЕЛЯ ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ ПСЕВДОАКУСТИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ <i>П.А. Попов</i>	20
МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМЕ СМАЗКИ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ <i>А.И. Гулиенко, Ю.М. Щуровский</i>	24
МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ РЕГУЛИРУЕМОЙ ДВИГАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКЕ <i>А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников, В.А. Целищев</i>	34
ИССЛЕДОВАНИЕ СВЯЗИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОПРИБОРОВ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ <i>Э.Г. Берестовицкий, Ю.А. Гладиллин, Н.В. Пялов, А.Е. Федоров</i>	40
РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТОНАЛЬНЫХ КОМПОНЕНТ СПЕКТРА ПУЛЬ- САЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В ШНЕКОВОЙ СТУПЕНИ БУСТЕРНОГО ТУРБОНАСОСА ЖИДКОСТНОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ <i>С.Ф. Тимушев, С.Ю. Федосеев</i>	46
ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В ТУРБОДЕТАНДЕРЕ ПЕРСПЕК- ТИВНОЙ СИСТЕМЫ КРИОСТАТИРОВАНИЯ <i>Д.В. Клименко, С.Ф. Тимушев, В.П. Фирсов, И. В. Антюхов</i>	50
СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В ВАРИАНТАХ ТРУБЧАТОГО НАПРАВ- ЛЯЮЩЕГО АППАРАТА ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ЖИДКОСТНОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ <i>Д.В. Клименко, С.Ф. Тимушев, В.В. Корчинский, Н. А. Лотков</i>	56
ЦЕЛИ И ТЕМАТИКИ ЖУРНАЛА	63

**CONTENTS**

COMPREHENSIVE SOLUTION OF MACHINE DYNAMICS AND VIBROACOUSTICS PROBLEMS <i>Evgeniy V. Shakhmatov</i>	4
MODERNIZATION OF AUTOMATIC CONTROL SYSTEM FOR LNG MAINLINE GAS TURBINE LOCOMOTIV <i>V.A. Bukin</i>	13
RESEARCH OF DYNAMICS OF THE DESIGN OF COMPARTMENTS OF THE ROCKET-CARRIES AT CROSS-SECTION PSEUDO-ACOUSTIC LOADING <i>P.A. Popov</i>	20
DYNAMIC MATHEMATICAL MODEL OF THE LUBRICATION SYSTEM <i>A. I. Gulienko, Yu.M. Shchurovskiy</i>	24
MODELING OF ELECTRO-HYDRAULIC CONTROLLED PROPULSION SYSTEM <i>A.B. Bachurin, E.V. Strelnikov, V.A. Tselishev</i>	34
RESEARCH COMMUNICATION OF HYDRAULIC AND VIBROACOUSTIC CHARACTERISTICS OF HYDRODEVICES TRAFFIC CONTROL SYSTEMS <i>E.G. Berestovitsky, Y.A. Gladilin, N.V. Pyalov, A.E. Fedorov</i>	40
NUMERICAL MODELLING OF TONAL COMPONENTS OF PRESSURE PULSATION SPECTRA IN THE LRE BOOSTER TURBOPUMP SCREW STAGE <i>S. F. Timushev, S. Yu. Fedoseev</i>	46
NUMERICAL SIMULATIONS OF DYNAMIC LOADS IN AVIATION COMBINED PUMPS <i>D.V. Klimentko, S.F. Timushev, V.P. Firsov, I.V. Antukhov</i>	50
COMPARATIVE ANALYSIS OF PRESSURE PULSATIONS IN TUBULAR GUIDE CHANNELS OF THE LRE SCREW CENTRIFUGAL PUMP <i>D.V. Klimentko, S.F. Timushev, V.V. Korchinsky, N.A. Lotkov</i>	56
AIMS AND SCOPE	63

УДК 621.22-225

**Е.В. Шахматов**

Самарский государственный  
аэрокосмический университет  
имени академика С.П. Королёва  
(национальный исследовательский  
университет)(СГАУ)  
443086, Россия, г. Самара,  
Московское шоссе, 34  
shakhm@ssau.ru

## КОМПЛЕКСНОЕ РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМ ДИНАМИКИ И ВИБРОАКУСТИКИ МАШИН

*Приведены разработанные при непосредственном участии автора методы и средства комплексного решения проблем динамики и виброакустики машин. Представлен материал по подавлению колебательных процессов в пневмогидравлических системах, вибраций и шума в системах аэрокосмических изделий и наземных технологических установок. Перечислены примеры решения задач по защите ряда изделий от пульсаций давления, вибраций и шума.*

**Ключевые слова:** *Динамические процессы, пульсации давления рабочих сред, вибрации, шум, гасители пульсаций, демпферы, глушители шума, разработки, внедрение.*

### 1 Введение

Работоспособность, ресурс и качество изделий машиностроения и аэрокосмической техники в значительной степени зависят от интенсивности гидродинамических и виброакустических процессов, к которым следует отнести пульсации рабочих сред, вибрацию механических элементов, излучаемый агрегатами системами шум.

Повышение удельной мощности и энерговооружённости изделий, снижение их габаритов и массы увеличивают интенсивность виброакустических процессов, в подавляющем большинстве случаев оказывающих негативное, дестабилизирующее воздействие на работоспособность, надёжность и ресурс:

- динамические нагрузки вызывают прочностные и усталостные поломки изделий;
- дестабилизируется работа устройств автоматики, повышается статическая погрешность систем регулирования, снижается их динамическое качество;
- ухудшаются условия контроля состояния машин, затрудняются измерения параметров рабочих процессов.

Повышенные шум и вибрация негативно воздействуют на оператора изделия, снижая его производительность и нанося вред здоровью. Особое значение исследованиям виброакустических процессов придаётся в аэрокосмической технике, наземном транспорте, на надводном и подводном флоте, для которых виброакустические характеристики яв-

ляются важными техническими параметрами объектов.

Проблема снижения интенсивности виброакустических процессов в механических и гидрогазовых системах (ГГС) носит комплексный характер, её решение обеспечит работоспособность и не только улучшенные технические характеристики машин и оборудования, увеличит эффективность работы системы «человек-машина», но имеет и огромное социальное значение.

Виброакустика машин тесно связана с их динамикой. Исследованию динамических процессов в машинах посвящено множество научных трудов, среди которых следует отметить работы Ганиева Р.Ф., Гликмана Б.Ф., Колесникова К.С., Кузнецова Н.Д., Попова Д.Н., Соифера А.М., Фролова К.В., Шорина В.П.

Проблемы виброакустики рассматриваются в работах Иванова Н.И., Ключкина И.И., Кузнецова А.В., Луканина В.Н., Месхи Б.Ч., Мунина А.Г., Никифорова А.С., Осипова Г.Л., Тартаковского Б.Д., Тольского В.Е., Халецкого Ю.Д., Юдина Е.Я. и других.

В дальнейшем весь изложенный материал базируется на публикациях автора и других учёных [1-19].

### 2 Виброакустика машин

В нашем понимании виброакустика машин рассматривается как междисциплинарное направление в науке, изучающее:

- 1) генерацию и распространение упругих колебаний в машинах в виде взаимодейст-

вующей совокупности пульсаций рабочей среды, вибрации механических элементов, излучаемого шума;

2) воздействие виброакустических процессов на работоспособность машин.

В виброакустике машин основной задачей является разработка комплексного подхода к исследованию и коррекции виброакустических процессов в машинах и оборудовании как взаимодействующей совокупности пульсаций рабочей среды, вибрации механических элементов и излучаемого шума с учётом акустических и гидродинамических (в том числе вихревых) возмущений.

В рамках данного общего подхода решаются следующие задачи:

- обеспечение работоспособности машин в условиях виброакустических нагрузок;
- проектирование и разработка машин, обладающих низкой виброакустической нагруженностью, и малошумных машин;
- снижение затрат (временных и материальных) на виброакустическую доводку машин;
- проектирование средств коррекции виброакустических характеристик машин;
- разработка методов и средств диагностики машин по виброакустическим полям;
- создание виброакустических технологий промывки и испытания гидравлических систем;
- разработка акустических бесконтактных методов и средств измерения пульсаций давления и вибрации изделий машиностроения и аэрокосмической техники.

Одним из основных источников колебаний и шума в изделиях машиностроения и аэрокосмической техники является возмущённая рабочая среда, процессы распространения возмущений в которой описываются уравнениями механики жидкости: На-

вье-Стокса, неразрывности, энергии. Рассмотрение указанных уравнений позволяет выделить три основных типа возмущений, распространяющихся в жидкости - акустическое, вихревое и энтропийное (тепловое). Возмущённое состояние рабочей среды для большого класса технических систем, в которых отсутствует интенсивные источники тепла, описывается взаимодействием акустической и вихревой мод возмущений.

Разработка методов и средств снижения интенсивности виброакустических процессов в машинах должна вестись с учётом особенностей возбуждения и взаимодействия этих мод. Интенсивность вихревых возмущений, связанных с турбулентным вихревым потоком, во многом зависит от его скорости, плотности рабочей среды и гидродинамического совершенства проточной части. Интенсивность волновых акустических процессов зависит от колебательной мощности источника, инерционных и упругих свойств среды и конструкции.

Высокое виброакустическое качество техники может быть обеспечено только за счёт совместного применения методов коррекции (рисунок 1):

- виброакустического состояния систем за счёт коррекции виброакустических характеристик источника, применения гасителей колебаний, средств виброизоляции, вибродемпфирования, звукопоглощения и звукоизоляции;
- гидродинамического (вихревого) состояния потоков рабочей среды за счёт улучшения гидродинамического качества каналов и гидрогазовых трактов машин, применения глушителей шума выхлопных струй.

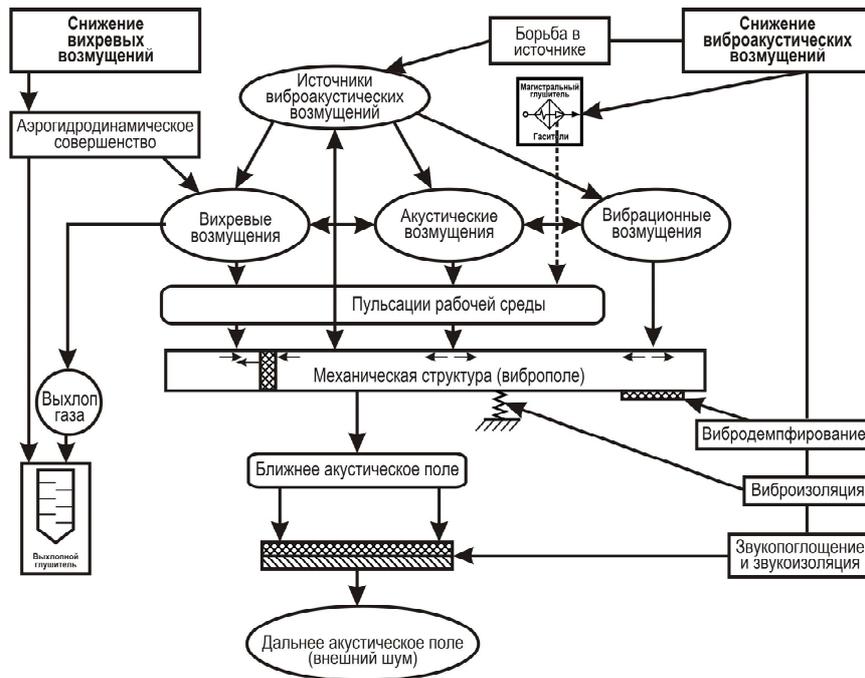


Рисунок 1. Комплексный подход к решению проблем виброакустики машин

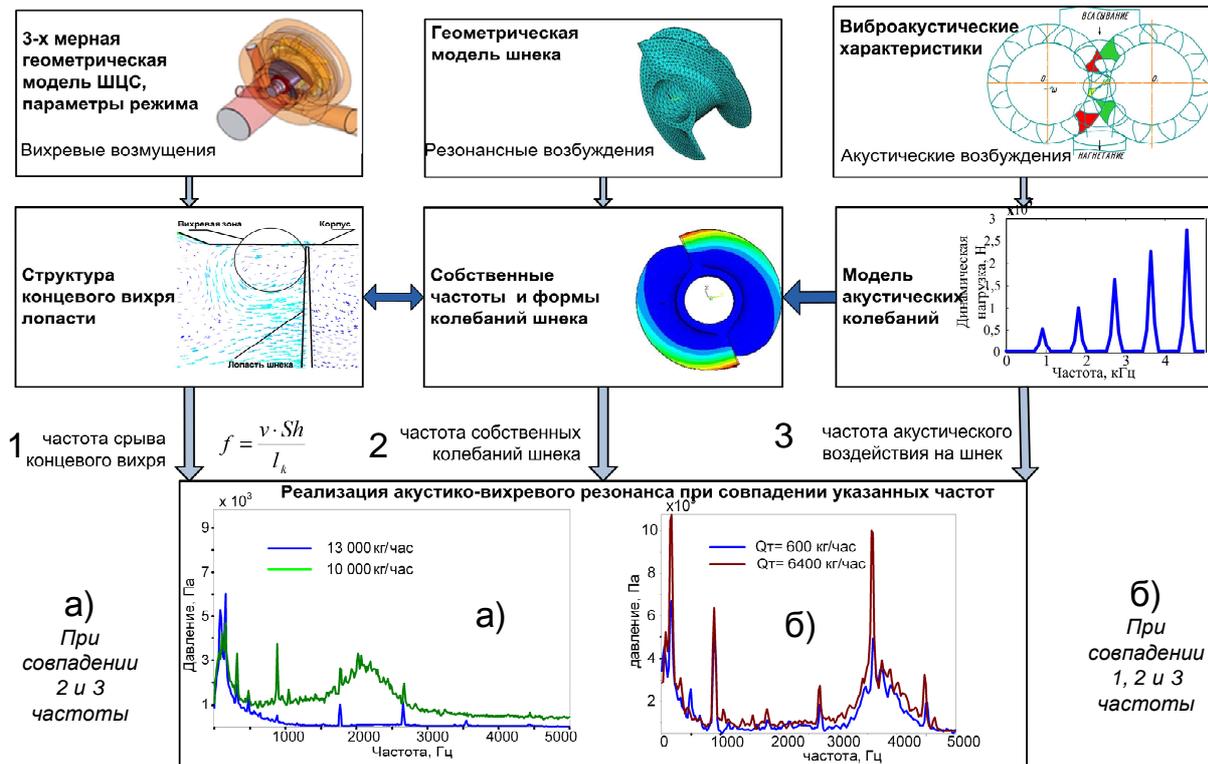
### 3 Подавление вибраций конструкций и пульсаций рабочей среды

Наиболее эффективным методом снижения колебаний в машинах является метод подавления вибрации и пульсаций рабочей среды в источнике. Наибольший вклад в виброакустическую активность изделий машиностроения вносят двигатели, насосы, компрессоры, гидрогазовые дроссели, другие источники с интенсивными гидродинамическими и кавитационными процессами, включая свободные турбулентные струи. Распространение упругих колебаний от источника по рабочей среде реализуется в виде продольных акустических волн. Для их эффективного подавления применяются гасители колебаний и каналные глушители шума. Передача вибрационных возмущений по механической структуре машины осуществляется упругими продольными и поперечными волнами (изгибными, сдвиговыми и пр.).

Широкое применение в авиационных системах нашли комбинированные насосные агрегаты, содержащие подкачивающие шнекоцентробежные и основные шестерённые ступени. Такие агрегаты представляют собой сложную динамическую систему, в которой помимо эффектов усиления колебаний вследствие виброакустического взаимодей-

ствия ступеней, реализуются и гидродинамические эффекты, присущие лопастным гидромашинам. Установлено, например, что интенсивным источником возбуждения колебаний является концевой вихрь, периодически срывающийся с острых кромок лопастей шнека. Вихревые возмущения, взаимодействуя с пульсационными воздействиями от шестерённой ступени, вызывают колебания лопасти шнека, значительно увеличивающиеся при резонансах. Увеличение вибрации лопасти приводит к интенсификации пульсаций давления, вызванных вихревыми возмущениями. Таким образом, реализуется акустико-вихревой резонанс лопасти насоса, приводящий к значительной динамической нагруженности конструкции (рисунок 2). Данный пример иллюстрирует эффекты взаимодействия виброакустических и гидродинамических возмущений, имеющих различную физическую природу, математическое описание и способы коррекции.

Адекватность модели взаимодействия вихревых возмущений в шнекоцентробежной ступени с колеблющимися лопастями шнека с учётом виброакустического влияния шестерённой ступени подтверждается сравнением спектров пульсаций давления на входе в насос, полученных экспериментально и в результате расчета.



## Пульсации в шнековом преднасосе

Рисунок 2. Моделирование акустико-вихревого резонанса

Эффективным средством снижения пульсаций давления, генерируемых насосными агрегатами и другими источниками виброакустической нагруженности пневмогидромеханических систем, является применение специальных устройств – гасителей колебаний жидкости. Положительное влияние гасителей не ограничивается только эффектами снижения колебаний рабочей жидкости, но и приводит к снижению уровня вибрации и шума, излучаемого гидромеханическими системами; повышению усталостной прочности; уменьшению переменных напряжений в трубопроводных системах, вызываемых пульсирующим потоком рабочей среды.

Разработана система критериев оценки эффективности действия гасителей:

- критерии, оценивающие эффективность снижения пульсационных процессов - коэффициент вносимого затухания ( $K_{вн}$ ), коэффициент бегущей волны ( $K_B$ ) (предложены В.П. Шориным);

- критерий, оценивающий изменение быстродействия системы после введения в нее гасителя колебаний -  $K_{\tau}$  (предложен Е.В. Шахматовым);

- критерий, оценивающий эффективность снижения вибрационных нагрузок – коэффициент изменения вибрации ( $K_{ив}$ ) (предложен А.Б. Прокофьевым).

На базе анализа и обобщения внедрённых в промышленность гасителей колебаний разработаны обобщённая расчётная модель и классификация гасителей (рисунок 3), включающая схемы, начиная от простейших гасителей (блок А) и заканчивая многоконтурными гасителями (блок Д).

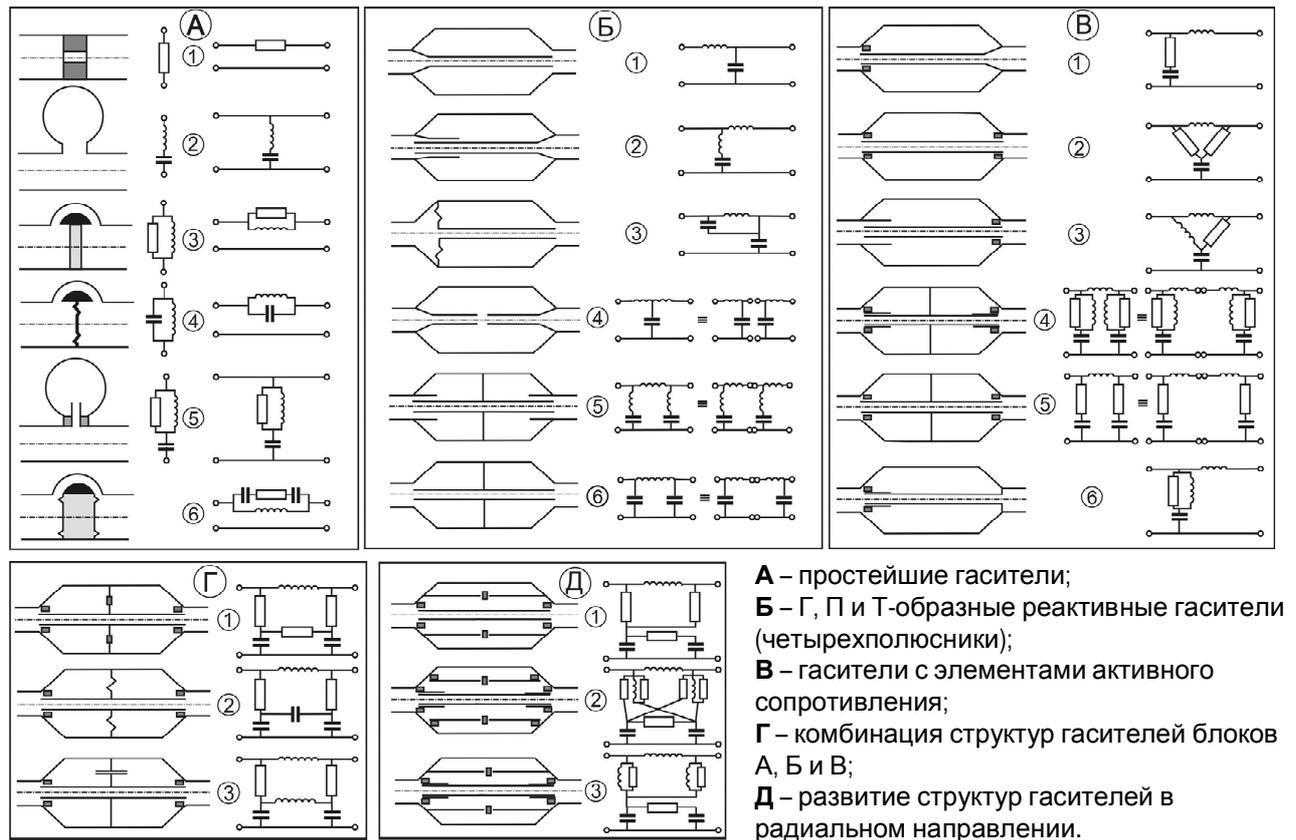


Рисунок 3. Классификация гасителей колебаний жидкости

#### 4 Обеспечение устойчивости систем

Устойчивость пневмогидромеханических систем обеспечивается двумя способами: увеличением демпфирования подвижных элементов и воздействием на присоединённую гидравлическую цепь. В ракетной технике агрегатом, склонным к неустойчивой работе, является регулятор давления в ёмкости. В ходе испытаний регулятора отмечаются автоколебательные режимы работы с высоким (порядка 100 дБА) тональным шумом, напоминающим «гул». Разборка регулятора показала надир на направляющих запорно-регулирующего элемента и поверхности тарели и седла клапана, связанные с указанным выше режимом работы.

Причинами автоколебаний в клапанах являются нелинейная статическая характеристика силы трения и нелинейность статической силовой характеристики, т.е. зависимости подъёмной аэродинамической силы газового потока от высоты перемещения тарели.

Существенное влияние на устойчивость или возникновение автоколебаний оказывает система, в которую устанавливается регулятор (клапан). Устранить автоколебания можно с помощью корректирующих устройств или конструктивных изменений в регуляторе (рисунок 4).



Рисунок 4. Устранение автоколебаний регулятора давления при доводке на испытательном стенде

Работа пневматического производственного оборудования сопровождается шумом, генерируемым выхлопом сжатого воздуха. Реализацию мероприятий по снижению шума зачастую начинают с установки глушителей, которые снижают мощность системы, но в ряде случаев нарушают её нормальное функционирование. Необходим рациональный подбор параметров глушителей таким образом, чтобы не снизить работоспособность системы.

С использованием разработанных математических моделей и методов экспериментального исследования динамических и акустических процессов в пневматическом про-

изводственном оборудовании спроектированы изготовлены и внедрены пневматические глушители ИАМ (рисунок 5).

В результате проведения сравнительных испытаний пневмоглушителей различного производства установлено, что лучшими акустическими характеристиками обладают Herion и разработанные глушители ИАМ при соизмеримом гидравлическом сопротивлении. Однако глушители ИАМ обладают значительно большим доремонтным ресурсом и тем самым улучшают эксплуатационные характеристики производственного оборудования.

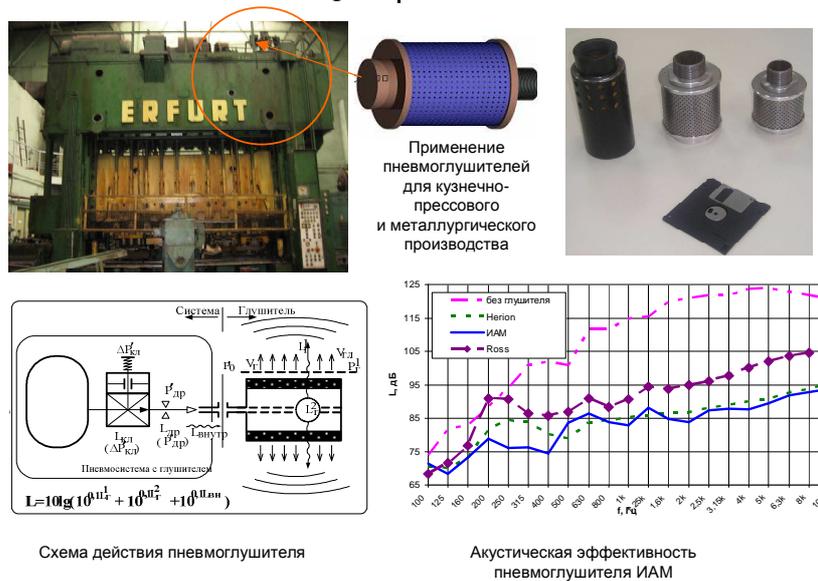


Рисунок 5. Снижение шума технологического оборудования

## Заключение

На основе созданной теоретической и экспериментальной базы были разработаны и внедрены:

- защищённые патентами высокоэффективные гасители колебаний в гидравлической системе самолёта АН-124;
- корректирующие устройства в топливной системе двигателей Д-18Т и НК-25, обеспечивающие повышение их надёжности и ресурса;
- мероприятия, обеспечивающие устойчивость регуляторов пневмогидросистем изделий ракетно-космической техники, а также работоспособность испытательных стендов, на предприятиях ОАО «Моторостроитель», ОАО «СНТК им. Н.Д. Кузнецова», ОАО «СКБМ», ГНП РКЦ «ЦСКБ-Прогресс»;
- на предприятиях ОАО «АвтоВАЗ», ОАО «Серпуховской автомобильный завод», ОАО «СЗТС» глушители шума выхлопа производственного оборудования, которые превосходят зарубежные аналоги по эффективности и экономическим характеристикам;
- методы и средства снижения динамических нагрузок маслосистем стационарных энергоустановок ТЭЦ.

Успешно решены вопросы снижения вибрации и шума в подвесках жидкостных ракетных двигателей производства ФГУП «КБ Химавтоматики», ГКБ «Южное» им. М.К. Янгеля (Украина).

Работа выполнена при государственной поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках реализации мероприятий Программы повышения конкурентоспособности СГАУ среди ведущих мировых научно-образовательных центров на 2013-2020 годы.

## Список использованных источников

- [1] Быстров, Н.Д. Акустические методы и средства измерения пульсаций давления [Текст]/Н.Д. Быстров, А.Г. Гимадиев, Е.В. Шахматов, В.П. Шорин. Самара.: изд-во СГАУ, 2007. 132 с.
- [2] Ганиев, Р.Ф. Волновые машины и технологии [Текст] / Р.Ф.Ганиев. – М.: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика». 2012. 192 с.
- [3] Гаспаров, М.С. Гидродинамика и виброакустика комбинированных насосных агрегатов [Текст] /

М.С. Гаспаров, А.Н. Крючков, Е.В. Шахматов, В.П. Шорин. – Самара.: изд-во СГАУ, 2006. – 86 с.

[4] Гаспаров, М.С. Применение вейвлет-анализа при исследовании кавитации насосных агрегатов [Текст] / М.С. Гаспаров, А.Н. Крючков, Е.В. Шахматов, Л.В. Родионов // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2006. Т. 8. № 4. С. 1131-1135.

[5] Гимадиев, А.Г. Снижение виброакустических нагрузок в гидромеханических системах [Текст] / А.Г. Гимадиев, А.Н. Крючков, В.В. Леншин, А.Б. Прокофьев, Е.В. Шахматов, Г.В. Шестаков, В.П. Шорин; Под ред. Е.В. Шахматова, В.П. Шорина. – Самара.: изд-во СГАУ, 1998. – 270 с.

[6] Иголкин, А.А. Исследование влияния подачи воздуха во всасывающую магистраль центробежного насоса на его виброакустические характеристики [Текст] / А.А. Иголкин, А.Н. Крючков, А.Б. Прокофьев, Е.В. Шахматов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва. 2002. № 1. С. 78-83.

[7] Иголкин, А.А. О применении различных типов микрофонов при измерениях в импедансной трубе [Текст]:/ А. А. Иголкин, А. И. Сафин, Е. В. Шахматов. - Вектор науки ТГУ, 2011. Выпуск №3(16). С.21-23.

[8] Иголкин, А.А. Снижение колебаний и шума в пневмогидромеханических системах [Текст]/ А.А. Иголкин, А.Н. Крючков, Г.М. Макарьянц, А.Б. Прокофьев, С.П. Прохоров, Е.В.Шахматов, В.П. Шорин; Под ред. Е.В. Шахматова, В.П. Шорина.- Самара.: СГАУ, 2005.-314 с.

[9] Иголкин, А.А. Снижение колебаний рабочей среды и шума пневматического производственного оборудования и инструмента [Текст]: дисс.канд.техн.. наук: Самара., 2005.- 203 с.

[10] Иголкин, А.А. Снижение шума узлов редуцирования [Текст] / А.А. Иголкин, И.Г. Рыбалкин, А.Н. Крючков, А.И. Кох. //Сборник докладов всероссийской III научно-практической конференции с международным участием «Защита населения от повышенного шумового воздействия»– Санкт-Петербург, 22-24 марта 2011 г. Санкт-Петербург, 2011. – С. 237-244.

[11] Крючков, А.Н. Снижение колебаний и шума в гидромеханических и газовых системах [Текст]/ дисс. ... докт. техн. наук: 2006/ Крючков Александр Николаевич. – Самара., 2006 – 297 с.

[12] Макарьянц, Г.М. Моделирование виброакустических характеристик трубопровода с использованием метода конечных элементов [Текст] / Г.М. Макарьянц, А.Б. Прокофьев, Е.В. Шахматов // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2002. Т. 4. № 2. С. 327-333.

[13] Миронова, Т.Б. Разработка конечноэлементной модели виброакустических процессов в трубопроводе с пульсирующим потоком рабочей жидкости [Текст] / Т.Б. Миронова, А.Б. Прокофьев, Е.В. Шахматов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва. 2008. № 3. С. 157-162.

[14] Прокофьев, А.Б. Моделирование виброакустических процессов в трубопроводных системах [Текст] / А.Б. Прокофьев, Е.В. Шахматов. – Самара: изд-во СГАУ, 2008. – 168 с.

[15] Шахматов, Е.В. Методы и средства коррекции параметров динамических процессов в гидромеханических и топливных системах двигателей летательных аппаратов. Т.1, 2. Дисс. ... докт. техн. наук. - Самара: СГАУ, 1993.

[16] Шахматов, Е.В. Экспериментальное исследование влияния параметров разгрузочных канавок на пульсационное состояние шестеренного насоса [Текст]/ Г.О. Белов, А.Н. Крючков, Л.В. Родионов, Е.В. Шахматов // Известия Самарского научного центра Российской академии наук, 12 (2010), 4, С. 157-160.

[17] Шорин, В.П. Особенности систем топливопитания и регулирования авиационных газотурбинных двигателей на криогенном топливе [Текст] / В.П.Шорин, С.М.Игначков, Е.В. Шахматов, А.Е. Жуковский, В.А. Козлов, А.Ф. Малеев, А.А. Горячкин, В.Н. Коняшкин. – Самара: Изд-во СГАУ, 1998 -148 с.

[18] Шорин, В.П. Проектирование гасителей колебаний для гидравлических систем управления [Текст]/ В.П. Шорин, А.Г. Гимадиев, Е.В. Шахматов // Известия Академии наук СССР. Энергетика и транспорт. 1987. С. 127.

[19] Шорин, В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах [Текст] / В.П. Шорин. - М.: Машиностроение, 1980. -156с.

## COMPREHENSIVE SOLUTION OF MACHINE DYNAMICS AND VIBROACOUSTICS PROBLEMS

**E.V. Shakhmatov**

Samara State Aerospace University  
(SSAU)

34, Moskovskoe shosse, Samara,  
443086, Russia  
shakhm@ssau.ru

*The following items are presented in the work:*

*Developed with the author's direct participation methods and techniques of comprehensive solution of machine dynamics and vibroacoustics problems.*

*Extensive information on vibration suppression processes in pneumatic-hydraulic systems, suppression of vibrations and noise in systems of aerospace products and ground process units.*

*Samples of successfully solved tasks on protection of the products against pressure oscillation, vibrations and noise.*

**Key words:** *Dynamic processes, process pressure oscillations, vibrations, noise, comprehensive solution of problems, pressure snubbers, dampers, noise suppression devices, designs, implementation*

## References

[1] Bystrov, N.D., Gimadiev, A.G., Shahmatov, E.V., Shorin, V.P. (2007), *Akusticheskie metody i sredstva izmerenija pul'sacij davlenija [Acoustic methods and techniques of pressure pulsations measurement]*, izd-vo SGAU, Samara, 132 p.

[2] Ganiev, R.F.(2012) *Volnovye maShiny i tehnologii [Wave machines and technologies]*, NIC Reguljarnaja i haoticheskaja dinamika, Moscow, 192 p.

[3] Gasparov, M.S., Krjuchkov, A.N., Shahmatov, E.V., Shorin, V.P. (2006), *Gidrodinamika i vibroakustika kombinirovannyh nasosnyh agregatov* [], izd-vo SGAU, Samara, 86 p.

[4] Gasparov, M.S., Krjuchkov, A.N., Shahmatov, E.V., Rodionov, L.V. (2006), "Primenenie vejvlet-analiza pri isledovanii kavitacii nasosnyh agregatov" ["Application of the wavelet analysis in the study of pumps cavitation"], *Izvestija Samarskogo nauchnogo centra Ros-sijskoj akademii nauk*. Т. 8. No. 4. pp. 1131-1135.

[5] Gimadiev, A.G., Krjuchkov, A.N., LenShin, V.V., Prokof'ev, A.B., Shahmatov, E.V., Shestakov, G.V., Shorin, V.P. Pod. red. E.V. Shahmatova, V.P. Shorina (1998), *Snizhenie vibroakusticheskikh nagruzok v gidromehamicheskikh sistemah. [Reduction of the vibroacoustic loads in the hydromechanical systems]*, izd-vo SGAU, Samara, 270 p.

[6] Igolkin, A.A., Krjuchkov, A.N., Prokof'ev, A.B., Shahmatov, E.V. (2002), *Issledovanie vlijanija podachi vozduha na vsasyvaju Shhuju magistral' centrobezhnogo nasosa na ego vibroakusticheskie harakteristiki* ["Research of the influence of the air supply into the suction pipe of the centrifugal pump on its vibroacoustic characteristics"], *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo ajerosmicheskogo universiteta im. akademika S.P. Koroljova*, No. 1, izd-vo SGAU, Samara. pp. 78-83.

[7] Igolkin, A.A., Safin, A. I., Shahmatov, E. V. (2011), "O primenenii razlichnyh tipov mikrofonov pri izmerenijah v impedansnoj trube"["About the application of different types of microphones for measurements in the impedance tube"], *Vektor nauki TGU*, No 2(16), pp. 21-23.

[8] Igolkin, A.A., Krjuchkov, A.N., Makar'janc, G.M., Prokof'ev, A.B., Prohorov, S.P, Shahmatov, E.V., Shorin, V.P., Pod red. Shahmatova E.V., Shorina V.P. (2005), *Snizhenie kolebanij i Shuma v pnevmogidromehamicheskikh sistemah [Vibration and noise reduction of the hydromechanical pneumatic systems]*, SGAU, Samara, 314 p.

- [9] Igolkin, A.A. (2005), *Snizhenie kolebanij rabochej sredy i Shuma pnevmaticheskogo proizvodstvennogo oborudovaniya i instrumenta: diss.kand.tehn.nauk* [Reduction of vibration of the working environment and noise of the pneumatic fabrication facilities], Samara, 203 p.
- [10] Igolkin, A.A., Rybalkin, I.G., Krjuchkov, A.N., Koh, A.I. (2011), "Snizhenie Shuma uzlov reducirovaniya" ["Noise reduction of the pressure reduction spool"], *Sbornik dokladov vsrossijskoj III nauchno-prakticheskoj konferencii s mezhdunarodnym uchastiem «Zaschita naseleniya ot povyshennogo shumovogo vozdejstviya»*, 22-24 marta 2011, Sankt-Peterburg, pp.237-244.
- [11] Krjuchkov, A.N. (2006) *Snizhenie kolebanij i Shuma v gid-romehaničeskikh i gazovyh sistemah: diss. dokt. tehn. nauk* [Vibration and noise reduction the of hydromechanical and gas systems], Samara, – 297 p.
- [12] Makar'janc, G.M., Prokof'ev, A.B., Shahmatov, E.V. (2002) "Modelirovanie vibroakustičeskikh harakteristik truboprovoda s ispol'zovaniem metoda konečnyh jelementov" ["Modeling of vibroacoustic characteristics of the pipeline using the finite element method"], *Izvestija Samarskogo nauchnogo centra Rossijskoj akademii nauk, SNC RAN*, T. 4, No 2., Samara, pp. 327-333.
- [13] Mironova, T.B., Prokof'ev, A.B., Shahmatov, E.V. (2008) "Razrabotka konečnojelementnoj modeli vibroakustičeskikh processov v truboprovode s pul'sirujušhim potokom rabochej zhidkosti" ["Development of a finite element model of vibroacoustic processes in the pipeline with a pulsating flow of the working fluid"], *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo ajerokosmičeskogo universiteta im. akademika S.P. Koroljova* [], SGAU, No 3, pp. 157-162.
- [14] Prokof'ev, A.B., Shahmatov, E.V. (2008), *Modelirovanie vibroakustičeskikh processov v truboprovodnyh sistemah* [Modeling of vibroacoustic processes in pipeline systems], izd-vo SGAU, Samara, 168 p.
- [15] Shahmatov, E.V. (1993), *Metody i sredstva korrekcii parametrov dinamičeskikh processov v gidromehaničeskikh i toplivnyh sistemah dvigatelej letatel'nyh apparatov: Diss. na soisk... d.t.n.* [Correction methods and techniques for dynamic processes in hydromechanical and fuel systems of aircraft engines], T.1, 2, SGAU, Samara.
- [16] Shahmatov, E.V., Belov, G.O., Krjuchkov, A.N., Rodionov, L.V.J. (2010), "Eksperimental'noe issledovanie vlijanija parametrov razgruzočnyh kanavok na pul'sacionnoe sostojanie Šesterennogo nasosa", ["Experimental study of the influence of relief grooves parameters on the pulsating state of the gear pump"] *Izvestija Samarskogo nauchnogo centra Rossijskoj akademii nauk, SNC RAN*, No 12 (4), pp. 157-160.
- [17] Shorin, V.P., Ignachkov, S.M., Shahmatov, E.V., Zhukovskij, A.E., Kozlov, V.A., Maleev, A.F., Gorjachkin, A.A., Konjaškin, V.N. (1998) *Osobennosti sistem toplivopitanija i regulirovanija aviacionnyh gazoturbinnnyh dvigatelej na kriogennom toplive* [Features of fuel supply systems and regulation systems of aviation gas turbine engines using a cryogenic fuel], Izd-vo SGAU, Samara, 148 p.
- [18] Shorin, V.P., Gimadiev, A.G., Shahmatov, E.V. "Proektirovanie gasitelej kolebanij dlja gidravličeskikh sistem upravlenija" ["Designing of vibration dampers for hydraulic control systems"], *Izvestija Akademii nauk SSSR. Energetika i transport*, SNC RAN, 127 p.
- [19] Shorin, V.P. *Ustranenie kolebanij v aviacionnyh truboprovodah* [Vibration elimination in the air pipelines] MaShinostroenie, Moscow, 156 p.

УДК 621.45.00.11.018.3

## МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ МАГИСТРАЛЬНОГО ГАЗОТУРБОВОЗА НА СЖИЖЕННОМ ПРИРОДНОМ ГАЗЕ

В.А. Букин

ОАО "КУЗНЕЦОВ",  
443022, Россия,  
г. Самара,  
Заводское шоссе., 29  
motor@kuznetsov-motors.ru

Статья посвящена разработке и доводке системы автоматического управления (САУ) магистрального газотурбовоза ГТ1h-001 с газотурбинным двигателем (ГТД) НК-361, работающим на сжиженном природном газе. Выполнен анализ динамических свойств исходной и модернизированной САУ, обоснованы структурные преобразования САУ и топливной системы. Приведены материалы по испытаниям газотурбовоза.

**Ключевые слова:** Газотурбовоз, САУ, сжиженный природный газ, динамические характеристики, исследование, рекомендации

Применение на газотурбовозе с газотурбинным двигателем сжиженного природного газа (СПГ) базируется на следующих принципах:

- перед подачей в камеру сгорания двигателя СПГ газифицируется;
- для охлаждения масла двигателя и электрического генератора используется хладоресурс криогенного топлива.

Охлаждение масла и предварительный подогрев СПГ с его частичной газификацией осуществляется в топливомасляных теплообменниках (ТМТ), установленных в топливной системе параллельно на выходе из насоса.

Окончательная газификация и подогрев криогенного топлива происходит в трубчатом топливогазовом теплообменнике (ТГТ), установленном за свободной турбиной ГТД.

Исходная САУ газотурбовоза ГТ1h-001 с газотурбинным двигателем НК-361 представляла систему с регулированием расхода СПГ в жидком состоянии до его газификации.

На рисунке 1 приведена функциональная схема системы управления. Система состоит из трёх контуров: контура регулирования ГТД, контура регулирования электрического генератора и контура регулирования электроприводного центробежного топливного насоса (ЭЦН).

Контур регулирования ГТД включает в себя дозатор СПГ (ДТ), газогенератор (ГГ) и свободную турбину двигателя (СТ), ПИД-регулятор ГТД. Два теплообменника ТМТ и один ТГТ, условно обозначенные одним теплообменником (ТО), также входят в этот

контур. Основным регулируемым параметром контура является частота вращения свободной турбины  $n_{СТ}$ , дополнительными – параметры ограничения газотурбинного двигателя. Регулирующим фактором является расход СПГ в жидком состоянии  $G_{ТЖ}$ .

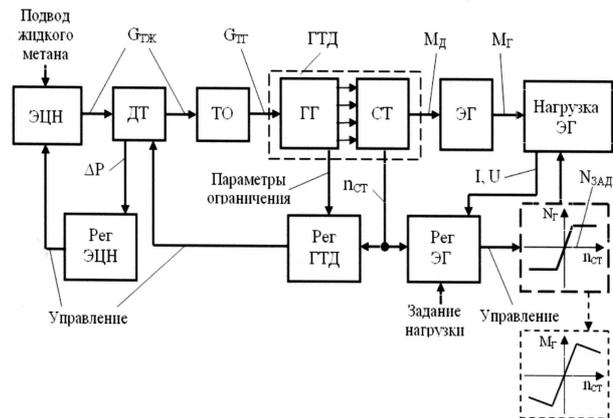


Рисунок 1. Функциональная схема системы управления ГТД и ЭГ

Контур регулирования электрического генератора (ЭГ) охватывает свободную турбину ГТД, генератор, его нагрузку и регулятор генератора. Режим силового блока устанавливается заданием требуемой мощности  $N_{зад}$  от 0 до 7500 кВт дискретно через 300 кВт на низких режимах и через 500...540 кВт - на высоких режимах. Поддержание нагрузки генератора осуществляется регулятором генератора в «коридоре мощности» с диапазоном около 300 кВт. До достижения границ (верхней и нижней) мощности регулируется момент генератора в прямой зависимости от частоты вращения свободной турбины  $M_{Г} = f(n_{СТ})$ . Допустимость изменения мощности при заданной настройке

только в определённых пределах обусловлено жёсткими ограничениями по продольным динамическим нагрузкам на состав.

Контур регулирования топливного насоса состоит из электроприводного центробежного насоса (ЭЦН), поддерживающего на дозатопе топлива постоянный перепад 6 кгс/см<sup>2</sup> изменением частоты вращения насоса  $n_{ЭЦН}$ .

Быстродействие системы на всех режимах оказалось небольшим с тенденцией уменьшения при увеличении мощности. Частота колебательных процессов составляла 0,2...0,3 Гц на холостом ходу и 0,09...0,15

Гц на больших режимах. В зоне регулирования  $M_T = f(n_{СТ})$  контур  $n_{СТ}$  является устойчивым. Переход с регулирования момента электрического генератора на поддержание постоянной мощности, при котором свободная турбина с генератором становятся нейтрально устойчивым объектом регулирования (с нулевым значением коэффициента самовыравнивания), приводило к неустойчивости контура регулирования и развитию автоколебаний с амплитудой до 1000 об/мин по  $n_{СТ}$  (рисунок 2).

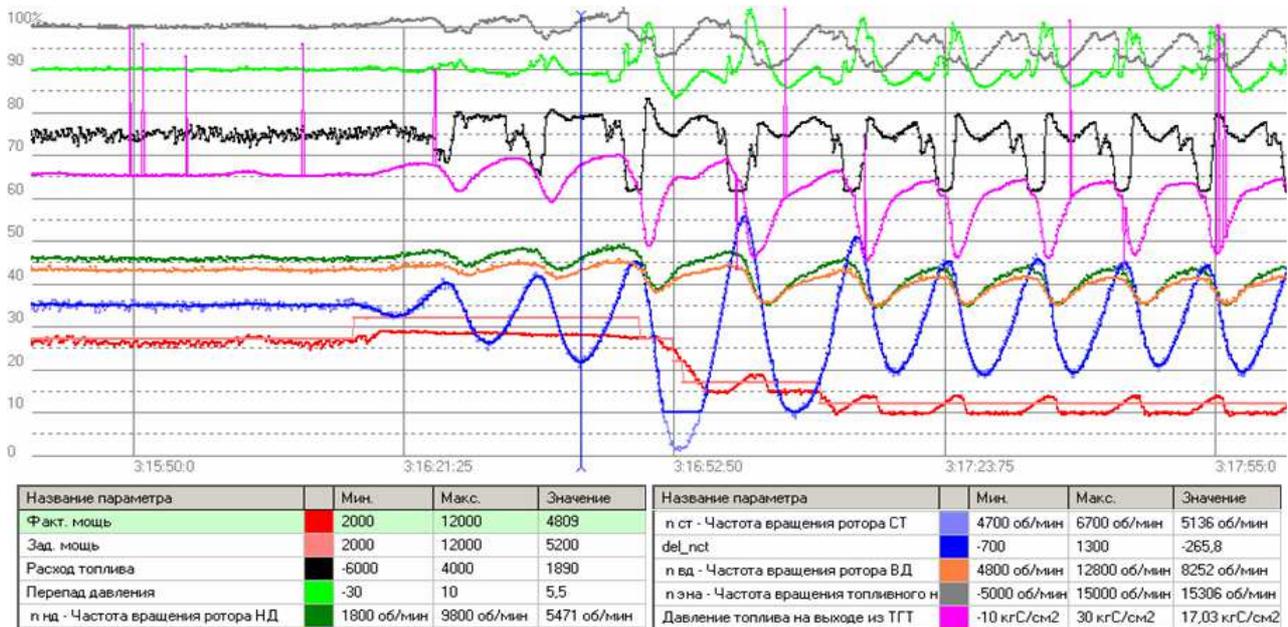


Рисунок 2. Возникновение неустойчивости контура  $n_{СТ}$  на  $N_T = 4800$  кВт и автоколебания на  $N_T = 3200$  кВт; ГТ1h-001; Ходовые испытания; 20.12.2008 г.;  $f \approx 0,1$  Гц

Проведённый анализ показал, что причина неустойчивости заключается в сочетании большого суммарного теплового запаздывания трёх теплообменников, которые входят в контур регулирования  $n_{СТ}$ , и отсутствия самовыравнивания свободной турбины с генератором.

Динамические свойства теплообменников определены при анализе автоколебаний по важному динамическому свойству теплообменников-газификаторов, характеризующих их тепловое запаздывание – по частоте колебаний при отставании  $G_2$  от  $G_3$  в 180 градусов ( $f_{-180}$ ).

Известно, что в системах с кипящими аппаратами при неустойчивости могут возникать автоколебания жидкостного и газового

расходов в противофазе, т.е. с отставанием на 180° [1]. Такие автоколебания отмечались и при испытаниях криогенных авиационных ГТД: НК-88 (на водороде) и НК-89 (на СПГ), имеющих в топливной системе теплообменник-газификатор [2]. Частота автоколебаний характеризует величину тепловой инерционности теплообменника.

На рисунке 3 представлены автоколебания в противофазе расходов  $G_2$  и  $G_3$  на холостом ходу газотурбовоза.

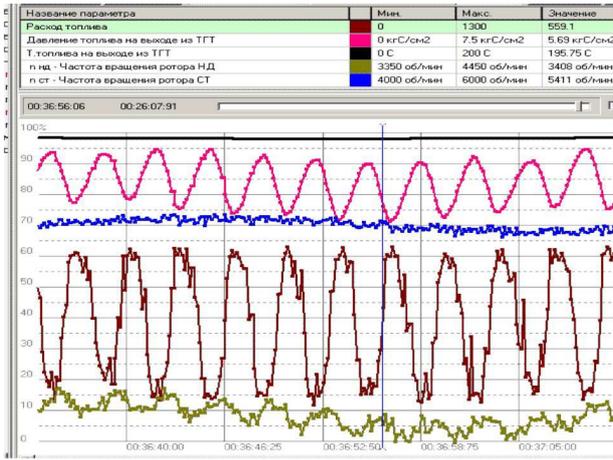


Рисунок 3. Автоколебания  $G_{Ж}$  и  $G_{Г}$  ( $P_{ТГТ}$ ) на холостом ходу в противофазе ( $f = 0,296$  Гц)

Похожий процесс большей амплитуды отмечался и при автоколебаниях на рисунке 2.

По результатам испытаний газотурбовоза получена зависимость частоты автоколебаний в противофазе  $G_{Г}$  и  $G_{Ж}$  от мощности и температуры  $T_{ТГТ}$  газифицированного криогенного топлива (рисунок 4).

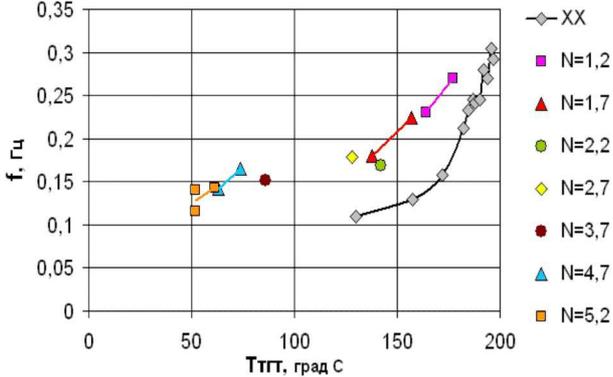


Рисунок 4. Зависимость частоты колебания параметров ТО от режима и  $T_{ТГТ}$  при фазовом отставании  $G_{Г}$  от  $G_{Ж}$  в  $180^0$

По опыту аппроксимации характеристик теплообменника ГТД НК-88 [2] объединённые ТО двигателя НК-361 также аппроксимированы передаточной функцией, состоящей из четырёх аperiodических звеньев

$$W(s) = \frac{G_{ГВ}(s)}{G_{ЖВ}(s)} = \frac{1}{(T_{1ТО}s + 1)(T_{2ТО}s + 1)^3}$$

На рисунке 5 представлены логарифмические амплитудно-фазовые частотные характеристики (ЛАФЧХ) ТО, построенные по

данным графика (рисунок 4) при  $T_{1ТО} = 4$  с и  $T_{2ТО} = 1$  с ( $f_{-180} = 0,12$  Гц) и при  $T_{1ТО} = 1,6$  с и  $T_{2ТО} = 0,4$  с ( $f_{-180} = 0,3$  Гц). На этом графике помещены также ЛАФЧХ теплообменников ГТД НК-88 и НК-89, имеющие большую частоту  $f_{-180}$  (3 Гц и 1,5 Гц соответственно).

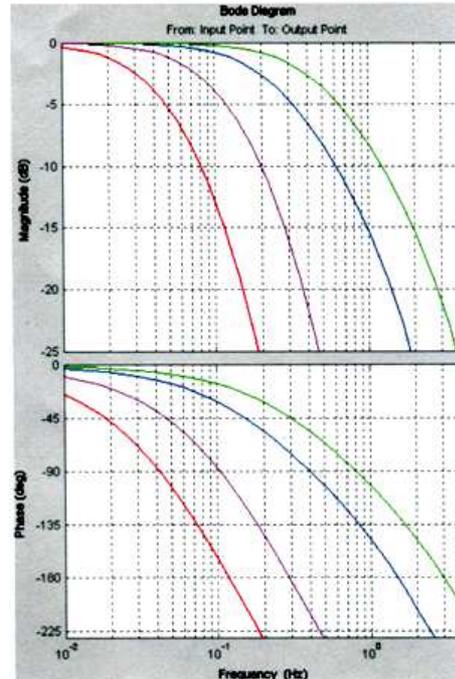


Рисунок 5. ЛАФЧХ ТО НК-361, НК-88 и НК-89

В 2010 г. в ОАО "ВНИКТИ" (г. Коломна Московской обл.) выполнена модернизация топливной системы газотурбовоза. Вместо центробежного насоса применён поршневой насос (ПН), а также установлены ресивер объёмом 2 м<sup>3</sup> и газовый дозатор ДГ (рисунок 6).



Рисунок 6. САУ НК-361 с двумя независимыми контурами

Организовано два независимых контура – контур регулирования давления в ресивере и контур регулирования  $n_{CT}$  ГТД.

Регулирование давления в ресивере осуществляется изменением частоты вращения насоса. Так как при регулировании расхода газа САУ учитывает изменение давления и температуры газа перед ДГ, к точности поддержания параметров газа в ресивере нет особых требований.

Предварительно было выполнено моделирование исходной и модернизированной системы без влияния запаздывания ТО в контуре регулирования  $n_{CT}$ , что подтвердило неустойчивость исходной схемы и эффективность организации двух независимых контуров – контур регулирования  $n_{CT}$  при поддержании постоянной мощности стал устойчивым. На рисунке 7 приведены математические модели исходной и модернизированной системы, реализованные в программном пакете Matlab Simulink, а на рисунке 8 – переходные процессы при различных коэффициентах самовывравнивания.

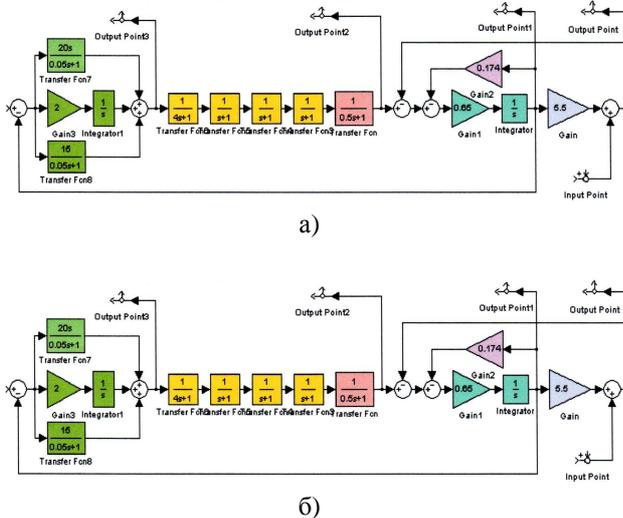


Рисунок 7. Математическая модель исходной (а) и модернизированной системы (б)

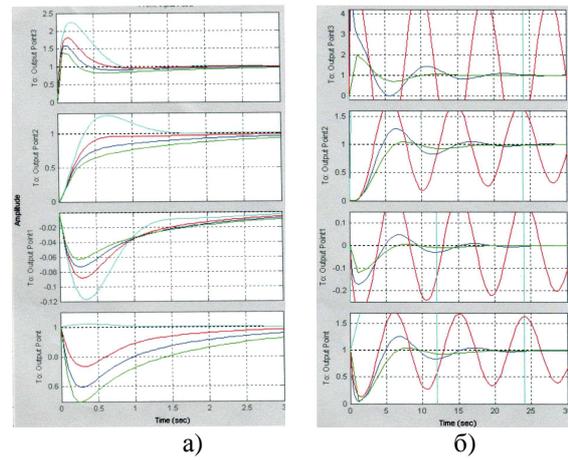


Рисунок 8. Переходные процессы модели исходной (а) и модернизированной САУ (б)

Контур регулирования  $n_{CT}$  ГТД стал устойчивым и приобрёл высокое быстродействие (рисунок 9). В декабре 2010 – январе 2011 г. успешно прошли ходовые испытания магистрального газотурбовоза ГТ1h-001 на Московской и Горьковской железных дорогах.

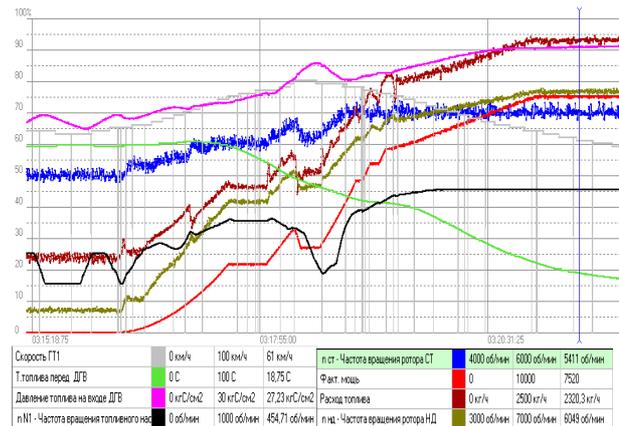


Рисунок 9. ГТ1h-001;  $N_T = 0 \dots 7500$  кВт; ходовые испытания; вес состава 9200 т;  $V_{COCT} = 60 \dots 80$  км/час

Преимущества модернизированной системы:

- при поддержании постоянной мощности электрического генератора контур регулирования  $n_{CT}$  стал устойчивым;
- частота переходного процесса повысилась до 0,5...1 Гц;
- время захлаживания поршневого насоса перед запуском, по сравнению с центробежным насосом, значительно сократилось и не превышает трех минут;
- не требуется высокая точность поддержания давления газа в ресивере  $P_{рес}$ .

В связи с тем, что более 50% времени га-

зотурбовоз эксплуатируется на низких мощностях, в том числе и на холостом ходу, в 2013 г. произведена перестройка диапазонов частот свободной турбины с диапазона 5000...5400 об/мин на диапазон 3000...5400 об/мин, что позволило:

- уменьшить расход топлива на низких режимах, причём расход топлива на холо-

стом ходу уменьшился в 1,5 раза;

- исключить обрыв проводов контактной сети за счёт уменьшения температуры и скорости выхлопных газов.

На рисунке 10 приведены параметры газотурбовоза при испытаниях с перестроенным диапазоном частот свободной турбины.

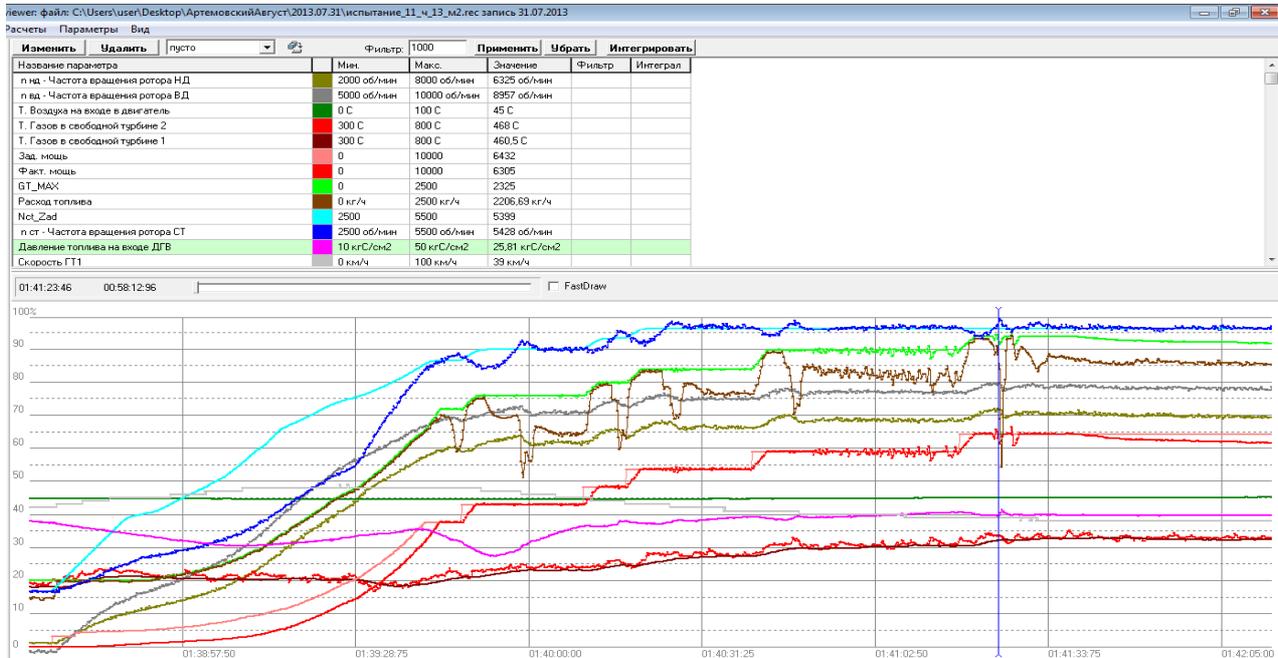


Рисунок 10. ГТ1h-001;  $N = 0 \dots 6300$  кВт;  $n_{CT} = 3000 \dots 5400$  об/мин;  $V_{COCT} = 38 \dots 48$  км/час; Свердловская ЖД; 31.07.2013 г

Для обеспечения работы модернизированной САУ топливная система также была преобразована.

На рисунке 11 приведена структурная схема топливной системы. На схеме не показаны вентили, клапаны захлаживания насоса, дренажа и заполнения РГ из «подушки» криогенной ёмкости, а также устройства, являющиеся типовыми для подобных систем.

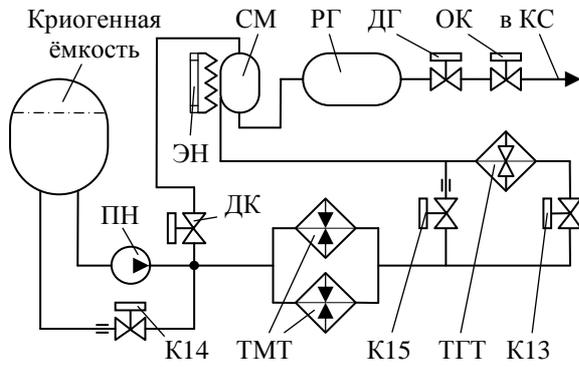


Рисунок 11. Структурная схема топливной системы

С целью газификации СПГ во время заполнения ресивера до подачи топлива в камеру сгорания (КС) двигателя, когда нет теплового источника, используется смеситель (СМ). В начале отработки топливной системы такое заполнение сопровождалось попаданием сжиженного газа в ресивер. Для исключения попадания жидкой фазы в ресивер введён обогрев смесителя греющим гибким кабелем. Обогрев смесителя включается при подготовке к запуску и отключается после запуска двигателя. Перед запуском через дроссельный кран (ДК) к смесителю подаётся СПГ. При подаче газа в камеру сгорания двигателя ДК закрывается и весь СПГ проходит через ТМТ, чем обеспечивается эффективное охлаждение масла. До окончания запуска газ, поступающий из основного ТГТ в ресивер, дополнительно подогревается в смесителе.

Между выходом из ТМТ и входом в ТГТ

установлен клапан К13, препятствующий замораживанию масла в ТМТ во время предварительного заполнения ресивера. Запуски с «замороженным» масляным теплообменником двигателя приводили к росту температуры масла двигателя до опасных значений. Такого явления с ТМТ генератора не было, так как через него прокачивалось масло ещё до запуска. Клапан К13 открывается на запуске перед подачей топлива в двигатель.

Для ограничения максимальной температуры газифицированного СПГ по условиям эксплуатации ДГ параллельно ТГТ и К13 установлен клапан К15 с дросселем. Клапан К15 открыт на низких режимах, когда температура газа за ТГТ без перепуска может

превышать  $120^{\circ}\text{C}$ , предельно допустимую для ДГ. Для исключения замораживания масла в ТМТ при запуске К15 открывается одновременно с К13. На мощности генератора  $N_{Г} = 2500$  кВт К15 закрывается.

Ввиду того, что допустимый минимальный расход насоса больше требуемого расхода двигателя на режиме холостого хода (ХХ), с выхода насоса выполнен перепуск в криогенную ёмкость через клапан К14 и дроссель. На ХХ и низких режимах К14 открыт. Закрывается К14, как и К15 на  $N_{Г} = 2500$  кВт.

На рисунке 12 приведена мнемосхема управления топливной системы газотурбовоза со всеми управляемыми элементами.

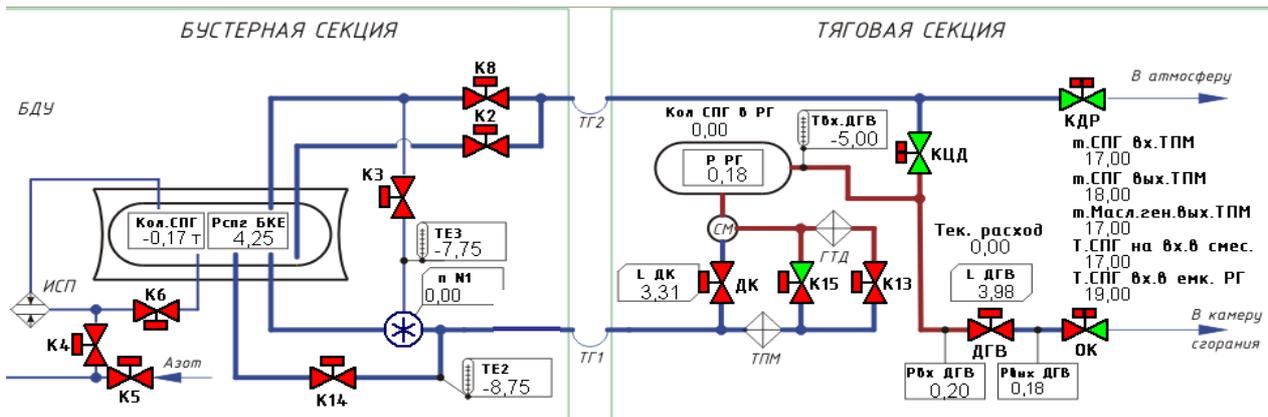


Рисунок 12. Мнемосхема топливной системы СПГ газотурбовоза

Процесс запуска зафиксирован на рисунке 13. Подготовка к запуску начинается с открытия ДК и подачи газа из "подушки" криогенной ёмкости в ресивер через клапаны К8 и КЦД. Одновременно, с открытием клапана К3, начинает захлаживаться криогенный насос. После выравнивания давления в криогенной емкости и ресивере (0,35...0,45 МПа) открывается К14, а криогенный насос

выводится на минимальную частоту вращения. После достижения давления в ресивере 1,2 МПа насос останавливается, закрывается К14 и включается стартер двигателя. При раскрутке роторов двигателя стартёром давление в ресивере продолжает увеличиваться за счёт газификации СПГ в смесителе.

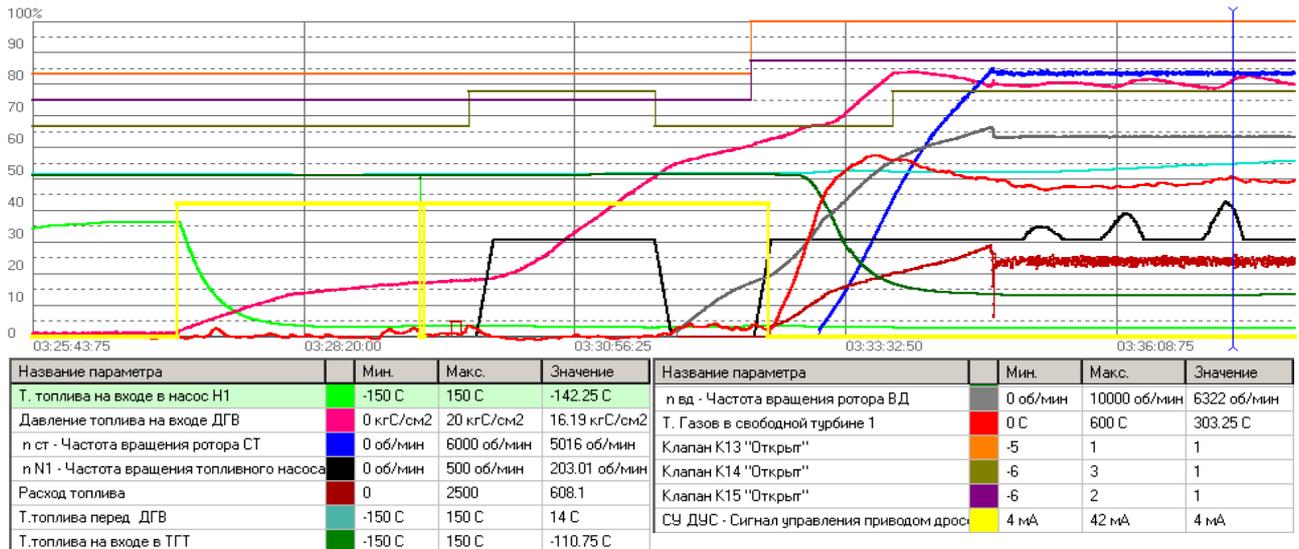


Рисунок 13. Запуск топливной криогенной системы газотурбовоза ГТ1-01 и ГТД НК-361.18.01.2011 г.

На рисунке 13 помещены также температурные параметры процесса заполнения ресивера и запуска: на входе в насос, за ТМТ, перед ДГВ и за турбиной двигателя.

Давление в ресивере поддерживается изменением частоты вращения криогенного насоса. Для оптимального открытия ДГ настройка регулятора плавно повышается с 1,6 МПа на ХХ до 3 МПа на максимальной мощности.

В результате модернизации топливной системы и САУ отрицательное влияние запаздывания теплообменников на работу ГТД

и газотурбовоза устранено.

#### Список использованных источников

- [1] Морозов, И.И., Устойчивость кипящих аппаратов [Текст]/И.И. Морозов, В.А. Герлига.- М.: Атомиздат, 1969.
- [2] Букин, В.А. Экспериментальные динамические характеристики теплообменников-газификаторов водородного ГТД НК-88 и НК-89 [Текст]/В.А. Букин // Сборник трудов Международного научно-технического форума, посвященного 100-летию ОАО «Кузнецов» и 70-летию СГАУ, 5-7 сентября 2012 года. Том 2. Самара: Изд. СГАУ, 2012, - С.191-193.

## MODERNIZATION OF AUTOMATIC CONTROL SYSTEM FOR LNG MAINLINE GAS TURBINE LOCOMOTIV

V.A. Bukin

JSC «KUZNETSOV»  
29, Zavodskoye chosse,  
Samara, 443022, Russia  
motor@kuznetsov-motors.ru

The article is concerned with modernization of automatic control system for mainline gas turbine locomotive GT1h-001 with a gas turbine engine NK-361, working on liquefied natural gas (LNG). It contains dynamic response analysis of original and modernized automatic control system, justified structural adjustments of automatic control system and fuel system, and test data for gas turbine locomotive.

**Key words:** Turbo-engine, system of automatic control, condensated natural gas, dynamic descriptions, research, recommendations

#### References

- [1] Morozov, I.I., Gerliga, V.A. (1969) *Ustojchivost' kipjashnih apparatov* [Stability of boiling machines], Atomizdat, Moscow.
- [2] Bukin, V.A. "Jeksperimental'nye dinamicheskie harakteristiki teploobmennikov-gazifikatorov vodorodnogo GTD NK-88 i NK-89" ["The experimental dynamic characteristics of heat exchanger-gasifiers of the hydrogen turbine engine NK-88 and NK-89"], *Mezhdunarodnyj nauchno-tehnicheskij forum, posvjashhennyj 100-letiju OAO «Kuznecov» i 70-letiju SGAU, 5-7 sentjabrja 2012, Sbornik trudov v 3 tomah*, Tom 2, Izd. SGAU, Samara, pp. 191-193.

УДК 534.83

П.А. Попов

Самарский государственный  
аэрокосмический университет  
имени академика С. П. Королёва  
(национальный исследовательский  
университет) (СГАУ)  
443086, Россия, г. Самара,  
Московское шоссе, 34  
banduir@rambler.ru

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ОБЕЧАЙКИ ОТСЕКОВ РАКЕТЫ-НОСИТЕЛЯ ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ ПСЕВДОАКУСТИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

*Описан метод нахождения вибрационного отклика конструкции обечайки отсеков ракеты-носителя (РН), апробированный на конкретных отдельных конструктивных зонах. Проведён сравнительный анализ с результатами лётно-конструкторских испытаний (ЛКИ).*

**Ключевые слова:** ракета-носитель, вибрационное ускорение, акустическое давление, динамика оболочки, граничные условия, зачётные вибродинамические испытания.

Зачётные вибродинамические испытания конструкции вновь разрабатываемой РН являются важным этапом при конструировании изделия. На данном этапе проверяются частотные, прочностные и передаточные характеристики РН. Однако, правильно заданные вибрационные режимы при данных испытаниях – задача, стоящая ещё на начальных этапах работ и требующая определённой точности, поскольку как перегрузка, так и недогрузка могут отрицательно повлиять

на результат. При разработке требований по режимам вибрационного нагружения на отдельные конструктивные зоны перспективных РН требуются уже апробированные на прежних изделиях методические средства, желательно с учётом измерений.

Для описания вибрационного отклика (виброускорения) конструкции отсека РН воспользуемся уравнениями динамики оболочки вида [1]:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{1-\sigma}{2R^2} \frac{\partial^2 u_x}{\partial \varphi^2} + \frac{1+\sigma}{2R} \frac{\partial^2 u_z}{\partial x \partial \varphi} - \frac{\sigma}{R} \frac{\partial u_y}{\partial x} + \rho \frac{1-\sigma^2}{E} \omega^2 u_x = 0, \\ \frac{1+\sigma}{2R} \frac{\partial^2 u_x}{\partial x \partial \varphi} + \frac{1}{2R^2} \frac{\partial^2 u_z}{\partial \varphi^2} + \frac{1-\sigma}{2} \frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} - \frac{1}{R^2} \frac{\partial u_y}{\partial \varphi} + \rho \frac{1-\sigma^2}{E} \omega^2 u_z = 0, \\ -\frac{\sigma}{R} \frac{\partial u_x}{\partial x} - \frac{1}{R^2} \frac{\partial u_z}{\partial \varphi} + \frac{h^2}{12} \Delta \Delta u_y + \frac{u_y}{R^2} - \rho \frac{1-\sigma^2}{E} \omega^2 u_y = \rho \frac{1-\sigma^2}{Eh}, \end{cases} \quad (1)$$

где  $u_x$ ,  $u_y$ ,  $u_z$  – соответственно продольная, радиальная и касательная составляющие перемещений обечайки;  $x$ ,  $\varphi$  – соответственно продольная и окружная координаты;  $R$ ,  $\sigma$ ,  $\rho$ ,  $E$ ,  $h$  – соответственно радиус, коэффициент Пуассона, плотность, модуль Юнга;

$\omega$  – круговая частота,  $p$  – псевдоакустическая нагрузка.

Граничные условия, выражающие собой жёсткое крепление оболочки на торцах, имеют вид

$$\begin{aligned} u_z(x=0, \varphi) = 0, & \quad u_z(x=l, \varphi) = 0, & \quad u_x(x, \varphi) = u_x(x, \varphi + 2\pi), \\ u_y(x=0, \varphi) = 0, & \quad u_y(x=l, \varphi) = 0, & \quad u_y(x, \varphi) = u_y(x, \varphi + 2\pi), \\ \frac{\partial u_x}{\partial x}(x=0, \varphi) = 0, & \quad \frac{\partial u_x}{\partial x}(x=l, \varphi) = 0, & \quad u_z(x, \varphi) = u_z(x, \varphi + 2\pi). \\ \frac{\partial u_y}{\partial x}(x=0, \varphi) = 0, & \quad \frac{\partial u_y}{\partial x}(x=l, \varphi) = 0, & \end{aligned} \quad (2)$$

Акустическое поле, создаваемое струями двигательной установки, структурным шумом и турбулентным аэродинамическим потоком, является источником вибрации конструкции РН и её бортовой аппаратуры. Характеристики акустического поля неразрывно связаны с параметрами газа на срезе сопел, габаритами РН, её скоростными характеристиками.

Для описания псевдоакустической нагрузки в правой части третьего уравнения в (1) воспользуемся результатами ЛКИ и методом наименьших квадратов [2]. Результаты моделирования представлены на рисунке 1, где МБО – межбачковый отсек, ПО - приборный отсек, ХО – хвостовой отсек.



а



б



в

Рисунок 1. Результаты моделирования акустической нагрузки  
а, б – для МБО блока III ступени, в, г – для ПО центрального блока, д, е – для ХО центрального блока

Решение уравнения (1) с граничными условиями (2) и правой частью, представленной в третьем уравнении системы (1), произведём по средствам метода Бубнова-Галёркина. В качестве пробных функций используем следующие линейно независимые члены, удовлетворяющие граничным условиям (2):

$$\{u_{Xi}\}_{i=2}^N = \{1 - \sin^i(\varphi)x^i(x-l)^2\}_{i=2}^N, \quad (3)$$

$$\{u_{Yi}\}_{i=2}^N = \{\sin^i(\varphi)x^i(x-l)^2\}_{i=2}^N,$$

$$\{u_{Zi}\}_{i=2}^N = \{\sin^{i-1}(\varphi)x^{i-1}(x-l)\}_{i=2}^N.$$



б

Соотношения (4) подставим в уравнение (1), и получим невязки  $R(x, \varphi)$ ,  $S(x, \varphi)$ ,  $T(x, \varphi)$ . Величины  $A_i$ ,  $B_i$ ,  $C_i$  найдём из условия ортогональности семейства (3) и невязок:

$$\int_0^l \int_0^{2\pi} R(x, \varphi) u_{Xi} dx d\varphi = 0$$

$$\int_0^l \int_0^{2\pi} S(x, \varphi) u_{Yi} dx d\varphi = 0$$

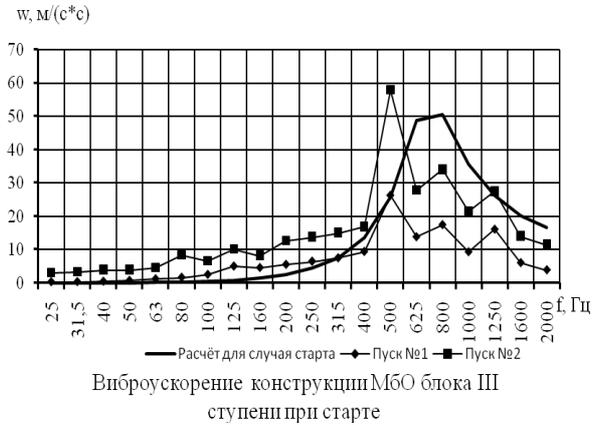
$$\int_0^l \int_0^{2\pi} T(x, \varphi) u_{Zi} dx d\varphi = 0.$$


Система алгебраических уравнений (5), полученных на основе метода Бубнова-Галёркина, даёт следующие результаты для конструктивных зон, где проводится ЛКИ (рисунок 2). На данном рисунке представлены поперечные виброускорения межбачкового отсека (МБО) блока III ступени, приборного и хвостового отсеков (ПО и ХО) центрального блока РН и результаты решения системы (1).

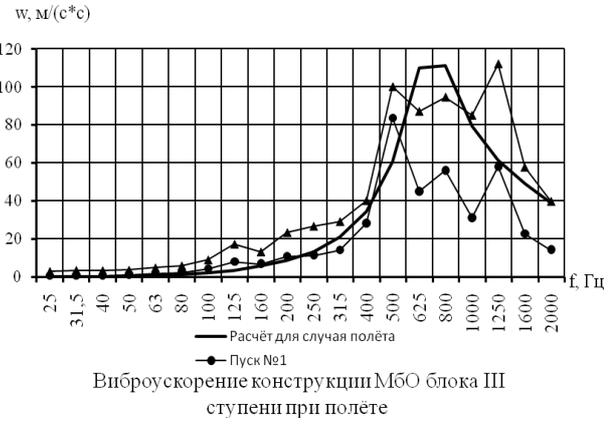
Из результатов анализа видно, что

имеются несоответствия результатов расчётов и ЛКИ, особенно в области частот 1/3-октавного спектра 200-315 Гц. Возрастания вибрации на данных частотах является следствием резонанса мест установок датчиков для случаев МБО и ПО, а также кронштейна

прибора для случая ХО. В то же время данная математическая модель даёт хорошие результаты, а для некоторых случаев эти результаты полностью совпадают с результатами ЛКИ.



а



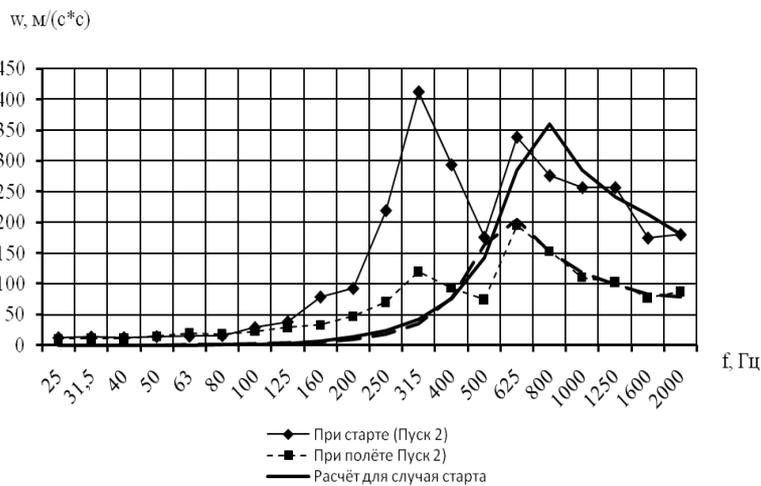
б



в



г



д

Рисунок 2. Результаты расчётов и ЛКИ при двух пусках РН  
а, б – конструкция МБО блока III ступени, в, г – конструкция ПО центрального блока, д – конструкция (расчёт) и кронштейн прибора (ЛКИ) ХО центрального блока

Работа выполнена при государственной поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках реализации мероприятий Программы повышения конкурентоспособности СГАУ среди ведущих мировых научно-образовательных центров на 2013-2020 годы

#### Список использованных источников

- [1] Умушкин, Б. П. Конструкция и прочность авиационных двигателей [Текст]/ Б. П. Умушкин. М., 2007г. – 149 с.
- [2] Демидович, Б. П., Марон, И. А., Шувалова Э. З. Численные методы анализа [Текст]/ Б. П. Демидович, И. А. Марон, Э. З. Шувалова, М.: «Наука», 1967г.-368 с.

### RESEARCH OF DYNAMICS OF THE DESIGN OF COMPARTMENTS OF THE ROCKET-CARRIES AT CROSS-SECTION PSEUDO-ACOUSTIC LOADING

**P.A. Popov**

Samara State Aerospace University  
(SSAU)  
34, Moskovskoye shosse, Samara,  
443086, Russia  
banduir@rambler.ru

*In given article the method of a finding of the vibrating response of a design of compartments of the carrier rocket is described, the given method has been approved on concrete separate constructive zones, the comparative analysis with results of flight design measurements is carried out.*

**Key words:** *the carrier rocket, vibrating acceleration, acoustic pressure, dynamics of a cover, boundary conditions, test vibrating dynamic tests.*

#### References

- [1] Umushkin, B. P. (2007), *Konstrukcija i prochnost' aviacionnyh dvigatelej* [The construction and durability of aircraft engines], Moscow, 149 p.
- [2] Demidovich, B. P., Maron, I. A., SHuvalova JE. Z. (1967), *Chislennye metody analiza* [Numerical methods of analysis], «Nauka», Moscow, 368 p.

УДК 621.833.2

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМЕ СМАЗКИ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

**А.И. Гулиенко,  
Ю.М. Щуровский**

НТЦ «Центральный институт  
авиационного моторостроения  
имени П.И.Баранова»  
111116, Россия, г. Москва,  
Авиамоторная, 2,  
gulienko-contrl@ciam.ru

*Объектом исследований является система смазки с электроприводными откачивающими и нагнетающим шестерёнными насосами. Проведен анализ особенностей рабочего процесса в агрегатах систем смазки и сделана оценка возможности применения гомогенной модели для описания течения двухфазной смеси типа «масляная пена». Изложен принцип построения математической модели систем смазки на базе динамических уравнений типовых процессов в узлах – течения двухфазной смеси, смешения потоков жидкости и воздуха, заполнения междузубовых впадин шестерённой пары в зоне всасывания насоса. Выполнена верификация разработанной математической модели путём сравнения расчётных и экспериментальных процессов.*

**Ключевые слова:** Система смазки; динамическая математическая модель; шестерённый насос; регулируемый электропривод; гомогенная двухфазная среда; заполнение с расширением; газотурбинный двигатель.

### 1 Введение

В цикле работ ЦИАМ по созданию «электрического» газотурбинного двигателя (ГТД) для «полностью электрического» самолёта разработана демонстрационная система смазки с электроприводными откачивающими и нагнетающим насосами [1]. Проведённые испытания системы показали, что в обеспечении её эффективной работы имеется ряд проблем, требующих проведения детальных расчётов. Для их выполнения необходима разработка математической модели, которая учитывала бы ряд специфических явлений, возникающих при работе системы, таких как смешение жидкостных и газовых потоков, заполнение междузубовых впадин в зоне всасывания шестерённых насосов двухфазной средой и др. Принципы создания такой модели и её идентификация по данным экспериментов изложены ниже. Математическая модель позволяет рассчитывать на стационарных и переходных режимах работы давление, температуру и величину расхода рабочего тела в тракте прокачки; содержание в узлах системы воздуха, поступающего в масляные полости из газозаполненного тракта двигателя, с учётом теплофизических характеристик жидкости и газа в зависимости от давления, температуры и объёмного газосодержания.

### 2 Особенности рабочего процесса в агрегатах систем смазки ГТД

Система смазки ГТД должна обеспечить во всех условиях эксплуатации надёжную подачу жидкого масла из маслобака в подшипниковые узлы опор роторов и к трущимся элементам в коробке приводов агрегатов, утилизацию в масло тепла от теплонапряжённых узлов двигателя, возврат обратно в бак подогретой масловоздушной смеси, а также утилизацию в атмосферу воздуха, наддувающего опоры роторов. Система содержит подсистемы нагнетания, откачки и суфлирования, которые представляет собой комплекс взаимосвязанных трубопроводами гидравлических и пневматических агрегатов.

В агрегатах системы (насосах, масляных полостях и др.) происходят процессы различной физической природы (гидравлические, тепловые и др.). При этом на их входе и выходе плотность рабочей среды может существенно отличаться из-за изменения содержания в масле воздуха или из-за неполного заполнения впадин шестерён в зоне всасывания.

Из маслобака чистое масло (без воздуха или с его минимальным количеством) поступает на вход нагнетающего насоса. Он обеспечивает подачу масла к форсункам подшипников опор роторов, расположенных в масляных полостях (МП). Для исключения возможности перетекания масла из этих по-

лостей в газоздушный тракт ГТД организуется поступление в МП воздуха из полостей ГТД по уплотнениям на роторе.

Проходя через подшипники МП, жидкое масло дробится на мелкие капли, которые, перемешиваясь с поступающим воздухом, образуют двухфазную среду типа «масляная пена». Процесс перемешивания определяет, какая среда будет поступать далее в агрегаты за масляной полостью – гомогенная, эмульсионная и т.п. По высоте масляной полости наблюдается неравномерность по величине массового газосодержания – вверху оно выше. С выходов МП вспененная двухфазная среда с объёмным газосодержанием до 50 ... 90% поступает на вход откачивающего насоса (насосов) и вход насоса системы суфлирования.

Наличие путевых потерь давления в трубопроводе подвода двухфазной смеси к насосу, местных потерь на входных кромках шестерён и на увеличения скорости потока от скорости во входном патрубке до окру-

жной скорости головок зубьев шестерён, приводит к уменьшению давления на входе во междузубовые впадины шестерён и частичному их заполнению за время пребывания в зоне всасывания. Заполнению впадин препятствуют центробежные силы, развивающиеся в жидкости при вращении шестерён. Особенностью заполнения впадин двухфазной средой является то, что при неполном их заполнении газовая часть среды начинает расширяться до полного заполнения и плотность среды уменьшается. В результате заполнения с расширением газовой фазы массовая производительность насоса уменьшается из-за уменьшения плотности среды, поступающей на выход насоса.

На рисунке 1 приведена принципиальная схема демонстрационной системы смазки с электроприводными насосами (ДЭСС) и даны обозначения её параметров по тракту прокачки – давлений  $P$ , расходов  $G$ , частот вращения роторов  $n$  и частоты электросети  $f$ .

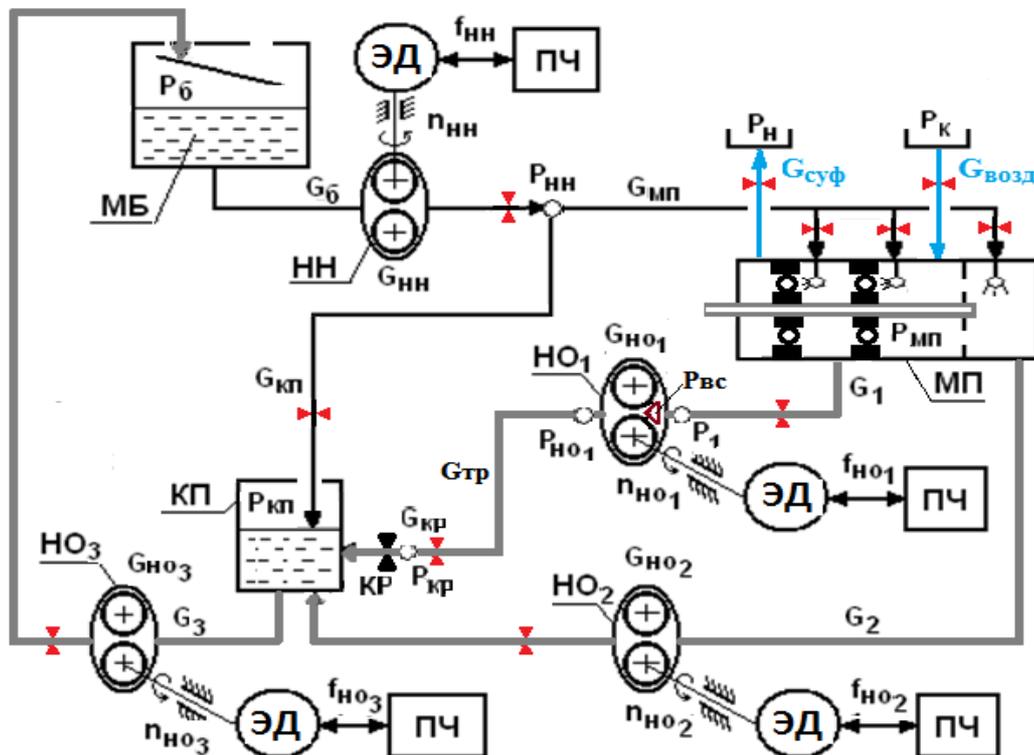


Рисунок 1. Принципиальная схема демонстрационной системы смазки:

МБ – маслобак, НН – нагнетающий насос, НО – откачивающие насосы, ЭД – электродвигатели, ПЧ – преобразователи частоты электросети, МП – масляная полость, КП – картер коробки приводов, КР – кран, имитирующий засорение фильтра на входе в маслобак

ДЭСС содержит четыре шестерённых насоса, каждый из которых приводится во вращение от асинхронного электродвигателя ЭД с управлением от преобразователей частоты питающей сети ПЧ, и цифровую систему управления. Нагнетающий насос НН подаёт масло в масляную полость МП с подшипниками, вращающихся стендовым электродвигателем. На выходе откачивающих насосов НО<sub>1</sub> и НО<sub>2</sub> масло объединяется в один поток и поступает в коробку приводов КП, из которой насос НО<sub>3</sub> подает масло в маслобак МБ. Масляная полость наддувается воздухом ( $G_{\text{возд}}$ ) от компрессора с давлением  $P_k$ , а магистраль суфлирования ( $G_{\text{суф}}$ ) соединена с атмосферой (давление  $P_n$ ).

### 3 Идеализация течения рабочей среды в тракте её прокачки

Математическая модель системы смазки должна рассчитать на стационарных и переходных режимах работы подачу рабочей среды в виде двухфазной смеси, чистого масла или воздуха, а также величины массового и объёмного газосодержания, давления и температуры среды по тракту её прокачки. При этом необходимо учитывать зависимость теплофизических характеристик жидкости и газа (плотности, вязкости, удельной теплоёмкости и скорости воздуха) от давления, температуры и объёмного газосодержания.

Определение параметров двухфазных потоков (расходов, давлений, объёмного газосодержания и др.) актуально для многих систем, таких как паровые котлы, рефрижераторы, конденсаторы, экономайзеры, испарители, установки, используемые для транспортировки пароводяных и нефтегазовых смесей, перекачки суспензии и др. Им посвящены многочисленные работы, в которых, рассмотрены различные модели течения двухфазных потоков, методы расчёта гидравлического сопротивления каналов и т.п. В этих работах показано, что при пуске установок обычно реализуются режимы течения двухфазной смеси типа пузырьковых и снарядных, которые могут переходить в эмульсионный режим течения, характерный тем, что газовая фаза распространена в по-

токе в виде небольших объёмов, между которыми находится слой жидкой фазы.

На стационарных режимах работы установок реализуется, как правило, кольцевое или дисперсное течение, у которого жидкая фаза распределена в газовой фазе в виде мелких капель. В кольцевой модели жидкость движется по стенке трубы в виде плёнки, а в центральной части трубы пар образует «ядро» потока как, например, в теплообменных аппаратах и парогенераторах. Имеющиеся экспериментальные данные по системам смазки ГТД показывают, что для них такой режим маловероятен, и при построении математической модели кольцевой режим не рассматривался.

Для описания течения дисперсных двухфазных потоков используются, в основном, две модели - гомогенная и гетерогенная. В модели гомогенного потока принимается, что жидкая и газовая фазы распределены равномерно, при этом скорости их движения и температуры одинаковы. Гетерогенная модель рассматривает двухфазный поток как систему из двух фаз, разделённых межфазными границами, движущимися с разными скоростями.

Модель течения гомогенных двухфазных потоков без «проскальзывания» фаз получила название модель НЕМ (Homogeneous Model) [2]. Она широко используется для решения практических задач, например, в программном комплексе «Гидросистема» для расчёта потокораспределения при транспортировке нефтегазовых смесей [3].

Для оценки возможности применения гомогенной модели течения двухфазной среды при описании процессов потокораспределения в тракте откачки демонстрационной электроприводной системы смазки (ДЭСС) проведён анализ экспериментальных данных по частоте колебаний (пульсаций) давлений в тракте от масляной полости подшипника до первого разрыва потока смеси. При этом подача масла проводилась на шарикоподшипники с вращением, и шарики работали как миксер, перемешивая масло с воздухом.

Как известно, в тракте подачи жидкости (газа) минимальное значение частоты гармонических пульсаций давлений по тракту практически всегда соответствует собственной частоте колебаний трубопроводной сис-

темы, которая зависит от величины скорости звука в рабочей среде и длин трубопроводов. При испытаниях ДЭСС в тракте откачки «масляной пены» ниже масляной полости регулярно регистрировались колебания давления с разной частотой (рисунок 2). Частота колебаний давления за откачивающим насосом  $P_{\text{вых.н}}$  равна  $\sim 5.5$  Гц, а перед дроссельным краном  $P_{\text{кр}}$  колебания носили полигармонический характер: имеются низкая частота 0.3...0.5 Гц, повышенная частота 32 Гц и частота  $\sim 5.5$  Гц, равная частоте колебаний на выходе насоса.

Частоту 5.5 Гц можно считать собственной частотой трубопроводной системы от МП до КП, т.к. низкочастотные колебания 0.3...0.5 Гц обусловлены процессами заполнения междузубовых впадин шестерён в зоне всасывания откачивающего насоса и связанного с этим изменения плотности.

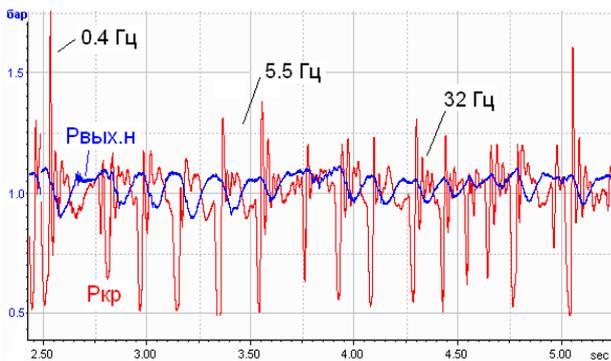


Рисунок 2. Колебания давлений в тракте откачки из МП «масляной пены»

Длина одноточечного трубопровода от насоса  $НО_1$  до картера коробки приводов составляет 2.4 м. Его можно рассматривать как «закрыто-закрытую» акустическую систему, для которой собственная частота колебаний в Гц равна скорости звука в смеси, разделённую на удвоенное значение длины трубопровода [4]. Тогда для частоты колебаний 5.5 Гц скорость звука в рабочей среде («масляной пене») должна быть равна  $5.5 \cdot 2 \cdot 2.4 = 26.4$  м/с.

Расчётные значения скорости звука в чистом масле и воздухе равны 1350 м/с и 330 м/с соответственно, т.е. они значительно больше рассчитанного значения 26.4 м/с. Такая низкая скорость звука может реализоваться в гомогенной модели течения смеси жидкости и газа [3]. На рисунке 3 приведены

величины скорости звука для разных сред и нанесено расчётное значение скорости звука в ДЭСС, определённое на основе анализа пульсаций давления.

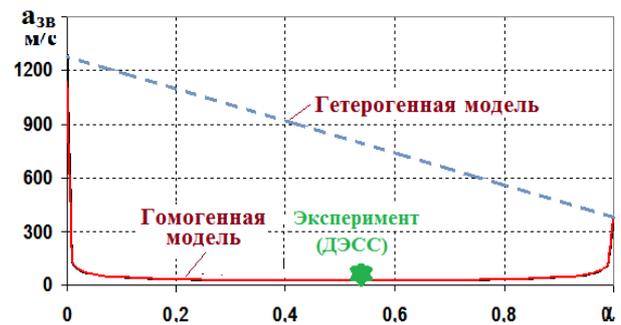


Рисунок 3. Зависимость скорости звука в двухфазной среде от объёмного газосодержания  $\alpha$

Таким образом, можно считать, что модель НЕМ является приемлемой для расчёта параметров двухфазной смеси типа «масляная пена» на режимах с вращением подшипников.

Особенностью модели НЕМ является то, что двухфазная среда рассматривается как однородная однофазная смесь, термодинамические характеристики которой (гомогенные плотность  $\rho_{\text{см}}$ , кинематическая вязкость  $\nu_{\text{см}}$ , удельная теплоёмкость  $С_{\text{р см}}$ , показатель изэнтропии  $k_{\text{э}}$  и скорость звука  $a_{\text{зв см}}$ ) зависят от объёмного газосодержания  $\alpha$ , а также от индивидуальных характеристик жидкости ( $\rho^{\text{ж}}, \nu^{\text{ж}}, С_{\text{р ж}}, a_{\text{зв ж}}^2$ ) и газа ( $\rho^{\text{г}}, \nu^{\text{г}}, С_{\text{р г}}, a_{\text{зв г}}^2$ ). При этом  $\rho_{\text{см}} = \rho^{\text{ж}} (1 - \alpha) + \rho^{\text{г}} \alpha$ ,  $\nu_{\text{см}} = \nu^{\text{ж}} (1 - \alpha) + \nu^{\text{г}} \alpha$ ,  $С_{\text{р см}} = С_{\text{р ж}} (1 - \alpha) \cdot \rho^{\text{ж}} / \rho_{\text{см}} + С_{\text{р г}} \cdot \alpha \cdot \rho^{\text{г}} / \rho_{\text{см}}$ ,  $1/a_{\text{зв см}}^2 = \rho_{\text{см}} [(1 - \alpha) / (\rho^{\text{ж}} a_{\text{зв ж}}^2) + \alpha / (\rho^{\text{г}} a_{\text{зв г}}^2)]$ . Потери давления рассчитываются по формуле Дарси-Вейсбаха, в которой используется гомогенная плотность смеси.

Массовое (объёмное) газосодержание - это массовая (объёмная) доля газа в двухфазной смеси короткого (бесконечно мало) участка трубопровода или в конечном объёме смеси. Для модели НЕМ скорости течения в фазах одинаковы и отношение долей объёмов тождественно равно отношению величин расходов. Т.е. для расчёта массового газосодержания  $x_{\text{см}}$  справедливо соотношение

$$x_{\text{см}} = M_{\text{г.ф}} / (M_{\text{г.ф}} + M_{\text{ж.ф}}) =$$

$$= G_{г.ф} / (G_{г.ф} + G_{ж.ф}),$$

где  $M_{г.ф}$ ,  $M_{ж.ф}$  – масса газа и жидкости соответственно фазы на участке (в объёме), а  $G_{г.ф}$ ,  $G_{ж.ф}$  – массовые расходы газа и жидкости.

Объёмное газосодержание  $\alpha$  связано с массовым  $x_{см}$  соотношением

$$\alpha = 1/[1+(1-x_{см})/x_{см} \cdot \rho^г/\rho^ж] = 1/[1+(1/x_{см} - 1) \cdot \rho^г/\rho^ж].$$

В процессе исследований электроприводной системы смазки было обращено внимание на то, что электрическая мощность электропривода насоса, откачивающего «масляную пену», превышает его гидравлическую мощность: величина гидравлической мощности составляла 80 Вт, в то время как величина электрической – 240Вт. Это показывает, что необходимо уточнение метода расчёта мощности насосов при работе на двухфазной смеси с целью учёта особенностей её течения в тракте насоса.

При перемещении смеси из зоны всасывания в зону нагнетания насоса она располагается во впадинах шестерён и из-за действия центробежных сил, возникающих при их вращении, масса более тяжёлой жидкой фазы смеси стремится к периферии шестерён, по их радиусу возникает неравномерность распределения массы и, следовательно, плотности смеси. При подходе к зоне нагнетания, в которой давление выше давления в зоне всасывания, крутящий момент электродвигателя привода насоса стремится преодолеть действие перепада давлений на насосе и происходит сжатие двухфазной смеси.

Неравномерно распределённая по радиусу шестерён масса учтена в модели приближённо в виде сосредоточенных масс, расположенных в двух объёмах: один содержит массу с повышенной плотностью – условно жидкость, а второй пониженную – газ. В таком виде течение в шестерённом насосе двухфазной смеси описывается гомогенной моделью с локальным парциальным сжатием жидкости и газа.

При допущении, что сжатие жидкого и газового объёмов происходит без взаимного влияния друг на друга, а величины парциальных работ на сжатие подчиняются прави-

лу аддитивности и связаны между собой величиной объёмного газосодержания  $\alpha$ , имеем следующее выражение для расчёта работы сжатия смеси с распределением объёмов:

$$\begin{aligned} A_{сж.парц} &= (1 - \alpha^m) A_{ж.о} + \alpha^m A_{г.о} = \\ &= (1 - \alpha^m)(P_{вых} - P_{вх})/\rho_{ж.о} + \\ &+ \alpha^m 1/(1 - 1/kэ) \cdot RT_{см} \cdot (\pi_n^{(1-1/kэ)} - 1), \end{aligned}$$

где  $A_{ж.о}$ ,  $A_{г.о}$  – работа сжатия жидкого и изотропическая работа сжатия газового объёмов;  $m = 6 \dots 10$  – коэффициент распределения жидкого и газового объёмов по радиусу шестерни (определяется экспериментально);  $\pi_n = P_{вых}/P_{вх}$  – отношение давления на выходе насоса к давлению на входе;  $R$  – газовая постоянная;  $T_{см}$  – температура смеси на входе в насос;  $\rho_{ж.о}$ ,  $\rho_{г.о} = P_{вх}/RT_{см}$  – плотность жидкости и газа в объёмах;  $kэ$  – показатель изотропии ( $1/kэ = (1 - \alpha)/k^ж + \alpha/k^г$ ;  $k^ж$ ,  $k^г$  – показатели адиабаты жидкости и газа).

Потребляемая насосом гидравлическая мощность  $N_{шн}$  равна сумме полезной мощности (произведение работы сжатия перекачиваемой смеси на её массовый расход  $G_n$ ) и потерь мощности  $\Delta N_{гидр}$  на преодоление сил трения в радиальных и осевых зазорах шестерён.

#### 4 Построение динамической математической модели системы смазки

Агрегаты систем смазки образует замкнутую разветвлённую систему трубопроводов с маслобаком, насосами подачи в масляные полости жидкого масла и откачки из них двухфазной смеси, с фильтрами и клапанами различного типа (регулирующие, предохранительные, обратные и др.). Её математическая модель построена по модульному принципу, представляя собой совокупность дифференциальных, интегральных и алгебраических уравнений, отражающих взаимосвязь протекающих в системе гидравлических, газовых и тепловых процессов с учётом расходных и мощностных характеристик насосов и электроприводов [5]. Решение системы уравнений модели выполняется в программе для ЭВМ методом прямого численного расчёта без итераций.

В качестве модулей используются конечные элементы системы, под которыми по-

нимается части пневмогидравлической схемы (ПГС). Для проведения расчётов ПГС разбивается на отдельные участки течения рабочей среды (трубопроводы и т.п.), которые образуют рёбра расчётной схемы. Связь между участками осуществляется сосредоточенными объемами (ёмкостями), которые образуют узлы расчётной схемы. Распределённые потери давления на трение в пределах участка сосредотачиваются на границе участка и суммируются с потерями на местных постоянных и переменных сопротивлениях. Движение двухфазной среды на участках, которая рассматривается как однородная сжимаемая ньютоновская среда из смеси жидкости и идеального газа, происходит под действием перепада давлений на их концах.

Насосы располагаются на участках и представляются квазистатической расходной характеристикой, отражающей зависимость объёмной производительности насоса от частоты вращения его вала с учётом переточка рабочей среды по зазорам шестерённой пары с выхода насоса на его вход.

В качестве узлов ПГС ДЭСС (рис.1) приняты место разветвления трубопроводов за нагнетающим насосом (давление  $P_{нн}$ ), где поток разделяется на подачу масла к форсункам масляной полости МП и коробку приводов КП, объёмы на входе в откачивающий насос НО1 (давление  $P_1$ ) и его выходе (давление  $P_{но1}$ ), объём перед дроссельным краном ( $P_{кр}$ ) и объём масляной полости ( $P_{мп}$ ). В этих узлах рассчитываются давление, температура, плотность и массовое газосодержание рабочей смеси. В зоне всасывания насоса НО1 (треугольник) также рассчитывается давление -  $P_{вс}$ . Узлы расчётной схемы образуют также объёмы маслобака и коробки приводов, в которых давления  $P_б$  и  $P_{кп}$  приняты постоянными, равными атмосферному давлению  $P_n$ . В МП подаётся воздух от компрессора с давлением  $P_k$ . Сосредоточенные сопротивления на участках показаны треугольниками. На схеме показаны также четыре ротора трансмиссий с частотой вращения  $n_{нн}$ ,  $n_{но1}$ ,  $n_{но2}$  и  $n_{но3}$ , отражающих взаимодействие крутящих моментов насосов и их электропривода.

Принимается, что в пределах участка давление и температура рабочей среды, а также её теплофизические характеристики в виде

зависимостей плотности и вязкости рабочей среды от температуры, постоянны по длине и изменяются только во времени. В ёмкостях происходит слияние потоков рабочей среды и изменение её теплофизических и термодинамических характеристик. При этом по всему объёму параметры состояния (давление, температура, газосодержание) одинаковы и изменяются только во времени.

При движении двухфазной смеси в однониточном трубопроводе величина массового газосодержания  $x_{см}$  не изменяется по длине, а величина  $\alpha$  изменяется при изменении плотности жидкости и газа, например, из-за потерь давления.

В математической модели ДЭСС использованы следующие конечные элементы: соединительный трубопровод (расчёт массового расхода двухфазной смеси и разделение его на расход жидкой и газовой фаз); газожидкостная ёмкость (расчёт давления, температуры и массового газосодержания двухфазной смеси); шестерённый насос (расчёт подачи и температуры двухфазной смеси на выходе из насоса, а также потребляемой им мощности с переменными объёмным и гидравлическим коэффициентами полезного действия); трансмиссия «электродвигатель-насос» (расчёт частоты вращения ротора электродвигателя).

## 5 Основные уравнения конечных элементов математической модели

Для исследования характеристик систем смазки предлагаются, как правило, математические модели, основанные на статических соотношениях гидравлики для определения расходов несжимаемой рабочей среды и требующих применения итерационных процессов. При этом не учитываются динамические свойства соединяющих трубопроводов, изменение газосодержания по тракту прокачки двухфазной смеси и др.

Изложенный выше принцип формирования конечных элементов в виде участков и ёмкостей позволяет применить единый подход к описанию массо- и теплопереноса разнородной рабочей среды – жидкости, газа и гомогенных двухфазных смесей, расчёту давления и температур рабочей среды, а также положения и скорости механических

элементов. При этом для описания физических процессов используются уравнения движения жидкости, газа или двухфазного потока для расчёта величины массового расхода на участке с учётом инерционности рабочей среды, неразрывности её течения с учётом сжимаемости в сосредоточенных объёмах, движения твёрдого тела для расчёта частоты вращения.

Уравнения описания этих процессов изложены во многих работах по исследованию характеристик газотурбинных и жидкостных ракетных двигателей, например [6], и использованы в математической модели ДЭСС. Ниже приведено разработанное уравнение движения двухфазной гомогенной смеси в трубопроводе и система уравнений процесса заполнения междузубовых впадин шестерён. Эти уравнения во многом определяют динамические характеристики систем смазки, но в литературе не освещены.

**Расчёт массового расхода двухфазной смеси**  $G_i^{CM}$  на  $i$ -ом участке производится по уравнению изоэнтропического течения инерционной сжимаемой двухфазной среды под действием гидравлического  $\Delta H_i$  и гидростатического напоров

$$L_i dG_i^{CM} / dt = \Delta H_i \pm \rho_i^{CM} g \Delta h \cos \theta - \Delta p_i,$$

$$\Delta H_i = (1 - \alpha_i) \cdot (P_j - P_{j+1}) \cdot \beta_i^{2/k\alpha} + P_j \cdot \alpha_i \cdot 1 / (1 - 1/k\alpha) \cdot \beta_i^{1/k\alpha} \cdot (\beta_i^{1/k\alpha} - \beta_j),$$

где  $\Delta p_i$  – потери давления на участке;  $\rho_{i,CM} = (1 - \alpha_i) \rho_j^{ж} + \alpha_i \rho_j^Г$ ,  $v_{i,CM} = (1 - \alpha_i) v_j^{ж} + \alpha_i v_j^Г$ ,  $X_{i,CM}$ ,  $\alpha_i$  – гомогенная плотность, кинематическая вязкость, массовое и объёмное содержания смеси на входе в участок;  $\beta_i = P_{j+1} / P_j$ ,  $\beta_i \geq \beta_{кр}$  – отношение давления на выходе участка к давлению на входе, величина которого больше критического значения  $\beta_{кр}$ ;  $L_i$  – коэффициент инерционного сопротивления (отношение длины участка  $l_i$  к площади его поперечного сечения  $F_i$ );  $\Delta h$  – разность высот от входа до выхода;  $\theta$  – угол наклона трубы к вертикали.

Расчёт суммарных потерь давления на участке  $\Delta p_i$  проведён при допущении об их аддитивности при ламинарном и турбулентном режимах течения

$\Delta p_{лам} = 32\pi \cdot v_{i,CM} \cdot l_i / F_i^2 \cdot G_i^{CM}$  – ламинарные;

$\Delta p_{пут} = 4 \cdot l_i / [d_i \cdot (1.81 \lg 10 / \bar{\Delta}_i)^2] / [2\rho_i^{CM} F_i^2] \cdot |G_i^{CM}| G_i^{CM}$  – путевые;

$\Delta p_{мест} = 4 \cdot \sum \zeta_{i,м} / [2\rho_i^{CM} F_i^2] \cdot |G_i^{CM}| G_i^{CM}$  – местные;

$\Delta p_i = \Delta p_{лам} + \Delta p_{пут} + \Delta p_{мест}$  – суммарные.

При расчёте потерь давления в зоне всасывания на участке от входа в насос до периферии зубьев шестерён, кроме местных потерь на входных кромках шестерён и на расширение и перемешивание потоков в зоне всасывания, необходимо учитывать потери на увеличение скорости потока от скорости во входном патрубке до окружной скорости головок зубьев шестерён  $\Delta p_{ск}$  и на преодоление действия центробежных сил  $\Delta p_{цс}$ . Эти потери рассчитываются по соотношениям из работы [7] по плотности смеси в зоне всасывания  $\rho_{вс}$ :

$$\Delta p_{ск} = \rho_{вс} [(\pi D_{ш} n_n / 60)^2 - (G_{шн} / \rho_{вс} / F_{вс})^2] / 2,$$

$$\Delta p_{цс} = V_{зап} \cdot \rho_{вс} \cdot (\pi n_n / 30)^2 / 2,$$

где  $D_{ш}$  – диаметр шестерён,  $n_n$  – частота вращения насоса,  $V_{зап}$  – заполняемый объём впадин.

Разделение общего массового расхода смеси на массовый расход воздуха  $G_i^B$  и жидкого масла  $G_i^M$  обеспечивают следующие уравнения:  $G_i^B = G_i^{CM} X_{i,CM}$ ,  $G_i^M = G_i^{CM} - G_i^B$ .

Приведённые уравнения позволяют рассчитать расход двухфазной смеси под действием единого перепада давлений на концах участка  $P_j - P_{j+1}$ , обеспечивая плавный переход от расчёта расхода двухфазной смеси к расчёту расходов жидкости или газа.

**Заполнение междузубовых впадин** шестерённой пары имеет место во время пребывания шестерён в зоне всасывания, которая характеризуется длиной дуги  $L_{вс}$ . Математическое описание этого процесса проведено при следующей его идеализации: плотность смеси одинакова по всему объёму зоны, величина массового газосодержания от входа в насос до выхода из него не изменяется, т.к. считается, что в насосе отсутствуют процессы вскипания и конденсации жидкой фазы, а также сепарация газовой фазы в застойных

зонах; давление на периферии зубьев шестерён равно разности давления на входе в насос и потерь давления по тракту течения смеси; давление в незаполненном объёме впадин определяется по уравнению изотермического расширения смеси, и оно одинаково во всех заполняемых впадинах; в зоне всасывания находится несколько пар зубьев и суммарный объём между ними заполняется одновременно; плотность смеси, поступающей на выход насоса, определяется по плотности жидкой и газовых фаз и объёмному газосодержанию во впадинах.

Время пребывания  $\Delta t_{\text{зап}}$  в зоне всасывания междузубовых впадин, суммарный объём которых составляет  $V_{\text{вп}}$ , равно  $\Delta t_{\text{зап}} = L_{\text{вс}} / (\pi D_{\text{ш}} n_{\text{ш}} / 60)$ , и за это время во впадинах накапливается объём смеси  $V_{\text{зап}}$ , равный

$$V_{\text{зап}} = \sum_{j=t-\Delta t_{\text{зап}}}^{j=t} (G_{\text{вс},j} + G_{\text{ум},j}) / \rho_{\text{вс},j} \cdot \Delta t_{\text{инт}},$$

$$0 \leq V_{\text{зап}} \leq V_{\text{вп}},$$

где  $G_{\text{вс}}$  и  $G_{\text{ум}}$  величина расходов, поступающих в зону всасывания,  $\Delta t$  – шаг интегрирования системы уравнений.

Давление в незаполненной части впадин  $P_{\text{вп}}$  определяется как результат изотермического расширения газовой фазы смеси от давления на периферии шестерён  $P_{\text{вс}}$ , т.е.  $P_{\text{вп}} = P_{\text{вс}} V_{\text{зап}} / V_{\text{вп}}$ . Коэффициент объёмного газосодержания во впадинах  $\alpha_{\text{вп}}$  равен:

$$\alpha_{\text{вп}} = 1 / [1 + (1/x_{\text{вс}} - 1) P_{\text{вп}} / T_{\text{вс}} / R^{\text{ж}} / \rho_{\text{вс}}^{\text{ж}}],$$

$$0 \leq \alpha_{\text{вп}} \leq 1.$$

На выходе насоса образуется смесь с плотностью

$$\rho_{\text{шн}} = (1 - \alpha_{\text{вп}}) \rho_{\text{вс}}^{\text{ж}} + \alpha_{\text{вп}} P_{\text{наг}} / T_{\text{вс}} / R^{\text{г}}.$$

При полном заполнении впадин плотность рабочей среды в них равна плотности в зоне всасывания, а при неполном – формируется более низкое значение плотности за счёт увеличения объёма газовой фазы смеси.

На чистой жидкости неполное заполнение впадин приводит к процессам кавитации в насосе, когда возникают и разрушаются паровые пузырьки, что сопровождается местными гидравлическими ударами.

В процессе заполнения двухфазной средой впадин шестерён с расширением в них происходит увеличение объёмного газосодержания. Из-за этого уменьшается давление во впадинах  $P_{\text{вп}}$  и плотность смеси, что приводит к уменьшению массового расхода через насос и перетоков смеси по зазорам шестерён. В результате уменьшается суммарная величина массового расхода, поступающего на заполнение впадин, и уменьшается степень их наполнения, что ещё больше снижает плотность рабочей среды на выходе насоса.

Возникает положительная обратная связь: неполное заполнение впадин → уменьшение плотности смеси из-за расширения газовой фазы смеси → уменьшение массовой подачи → снижение заполнения впадин → уменьшение плотности и т.д., которая может приводить к повышенному объёмному газосодержанию в тракте прокачки смеси.

## 6 Верификация математической модели системы смазки

Верификация математической модели проводилась путём сравнения соответствующих расчётных и экспериментальных переходных процессов в системе смазки. При проведении экспериментальных исследований электроприводной системы смазки было отмечено замедленное (10...20 с) протекание переходных процессов по расходу и давлениям в тракте прокачки масла при изменении режима работы системы. Температурное равновесие в системе устанавливается за 60...65 с.

Для определения характерного времени гидравлических процессов в электроприводной системе смазки проведены испытания с заданием команд от системы управления на изменение производительности нагнетающего и откачивающего насосов. Команда подавалась скачком на преобразователь частоты питающей сети для изменения частоты вращения ротора электродвигателя. Расчётные и экспериментальные переходные процессы по давлению на выходе нагнетающего ( $P_{\text{нн.вых}}$ ) и откачивающего ( $P_{\text{но.вых}}$ ) насосов при изменении их производительности приведены на рисунке 4.

Из рисунка 4,А видно, что расчётные и экспериментальные переходные процессы по давлению на выходе нагнетающего насоса при увеличении его производительности близки к апериодическим. Время выхода каждого параметра в тракте нагнетания на установившийся режим составляет 0.9...1.0 с. Это время определяется, в основном, инерционными свойствами ротора электродвигателя, так как постоянная времени массы масла в трубопроводе за насосом на этих режимах составляет 0.006...0.01 с.

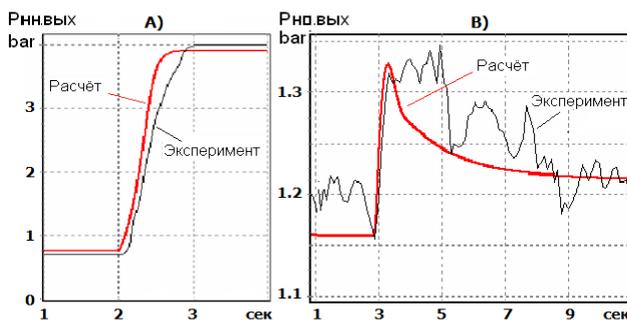


Рисунок 4. Переходные процессы при изменении производительности насосов: А) – нагнетающий, В) - откачивающий

При изменении производительности откачивающего насоса переходные процессы в тракте прокачки масла (рисунок 4,В) значительно отличаются от процессов при изменении производительности нагнетающего насоса. Видно, что начальная стадия изменения давлений на выходе насоса длится практически одинаково – время выхода равно 1,5 с, а далее протекание процессов резко различается. При этом имеет место заброс по давлению, обусловленный сжимаемостью двухфазной смеси («масляной пены») в тракте её прокачки, и наблюдаются затухающие колебания. Время установления нового режима увеличивается и составляет ~ 8 с, т.е. время переходных процессов в тракте откачки почти на порядок больше времен процессов в тракте нагнетания. Это время определяется временем установления величины газосодержания в масляной полости.

Колебания давлений в тракте откачки масловоздушной смеси из масляной полости не повлияли на значения параметров в тракте нагнетания из-за наличия воздуха в масляной полости, которая является фильтром.

При изменении же прокачки нагнетающего насоса параметры системы изменяются, как в тракте нагнетания, так и откачки.

С учётом сложности описываемых явлений в системе смазки результаты проведённых расчётов могут быть оценены как приемлемые для первого этапа исследований.

## 7 Заключение

Расчётно-экспериментальное исследование характеристик системы смазки с электроприводными нагнетающим и откачивающим насосами показало, что при математическом моделировании таких систем необходимо учитывать инерционность и сжимаемость рабочей среды, которая изменяется в зависимости от величины объёмного газосодержания, переменного по тракту прокачки.

Удовлетворительная сходимость расчётных и экспериментальных данных получена при описании течения двухфазной смеси типа «масляная пена» гомогенной моделью без «проскальзывания» жидкой и газовой фаз (модель НЕМ- Homogeneous Model), а в шестерённых насосах – введением учёта парциального сжатия жидкости и газа. Возможность использования такой модели обоснована путём анализа акустических колебаний в трубопроводах системы смазки.

Расчётами с помощью разработанной математической модели показано, что прокачка насосами сжимаемой двухфазной смеси на режиме работы с неполным заполнением междузубовых впадин шестерён во время их пребывания в зоне всасывания сопровождается появлением положительной обратной связи вида: неполное заполнение впадин → уменьшение плотности смеси из-за расширения газовой фазы смеси → уменьшение массовой подачи → снижение заполнения впадин → уменьшение плотности и т.д.

## Список использованных источников

- [1] Gurevich, O.S., Demonstration Systems of the Gas-turbine Engine for the "Electric" Airplane. [Text]/ O.S. Gurevich, A.I. Gulienko// ICAS Biennial Workshop – 2013 “The More Electrical Aircraft: Achievements & perspectives for the future”/State Centre of Science “Central Institute of Aviation Motors”, Moscow, Russia. - Cape town, South Africa, 2 September 2013.

[2] Уоллис Г. Одномерные двухфазные течения [пер. с англ] / Г. Уоллис. - М.: Мир, 1972.

[3] Юдовина, Е. Ф. Программный комплекс «Гидро-система» и его использование для гидравлических расчетов трубопроводных систем [Текст]/Е. Ф. Юдовина, Е. С. Пашенкова, Л. Б. Корельштейн// Математическое моделирование трубопроводных систем энергетики: Тр. XII Всерос. научн. семин. с междунар. участ. 20–26 сентября 2010 г. - Иркутск: ИСЭМ СО РАН, 2010.

[4] Гликман, Б.Ф. Автоматическое регулирование жидкостных ракетных двигателей [Текст]/ Б.Ф. Гликман. - М.: Машиностроение, 1974.

[5] Щуровский, Ю.М. Методический подход к математическому моделированию систем смазки ГТД. [Текст]/ Ю.М. Щуровский//Тезисы доклада на междунар. Молодёжной научной конференции «XII Корольские чтения», 1-3 октября 2013: сб. трудов. - Самара: СГАУ, 2013. - т.1, - 85 с.

[6] Калнин, В.М Теория автоматического управления ракетными двигателями [Текст]/ В.В Дятлов, Н.В. Науменкова. Под редакцией А.А. Шевякова. - М.: Машиностроение, 1978.

[7] Юдин, Е.М Шестерённые насосы [Текст]/ Е.М. Юдин. - Москва: Оборонгиз, 1964.

## DYNAMIC MATHEMATICAL MODEL OF THE LUBRICATION SYSTEM

**A.I. Gulienko,  
Yu.M. Shchurovskiy**

Central Institute  
of Aviation Motors (CIAM)  
Aviamotornaya, 2,  
Moscow,  
111116, Russian Federation  
gulienko-contrl@ciam.ru

*The object of research is the lubrication system with supply and scavenges oil gear pumps with electric drives. Analyzed the features of the workflow in aggregates lubrication systems, and evaluated the possibility of applying a homogeneous model for the description of a two-phase mixture of "oil foam". It describes the principles of construction of mathematical model of the lubrication system based on dynamic equations of the typical processes in the nodes - flow of two-phase mixture, mixing air and liquid flows, filling cavities of the pinion pairs in the suction side of the pump. Verification of the developed mathematical model is made by comparing the calculated and experimental processes.*

**Key words:** *Lubrication system; dynamic mathematical model; gear pump; controlled electric drive; homogeneous two-phase flow; filling with expansion; gas turbine engine.*

## References

[1] Gurevich, O.S., Gulienko, A.I. (2013) "Demonstration Systems of the Gas-turbine Engine for the "Electric" Airplane", *ICAS Biennial Workshop – 2013 "The More Electrical Aircraft: Achievements & perspectives for the future"*, State Centre of Science "Central Institute of Aviation Motors", , Russia., Cape town, South Africa, 2 September.

[2] Uollis ,G. (1972) *Odnomerny'e dvuxfazny'e techeniya: Per. s angl [One-dimensional two-phase flow]*, Mir, Moscow.

[3] Yudovina, E. F., Pashenkova, E. S., Korel'shtejn, L. B. (2010), "Programmny'j kompleks «Gidro-sistema» i ego ispol'zovanie dlya gidravlicheskih raschetov truboprovodny'x sistem"[*The software package "Hydraulic system" and its usege for the hydraulic calculation of pipeline systems*"], *Matematicheskoe modelirovanie truboprovodny'x sistem e'nergetiki: Tr. XII Vseros. nauchn. semin. s mezhdunar. uchast. 20–26 sentyabrya 2010 g.*, ISE'M SO RAN, Irkutsk.

[4] Glikman, B.F. (1974), *Avtomaticheskoe regulirovanie zhidkostny'x raketny'x dvigatelej [Automatic control of liquid-propellant rocket engines]*, Mashinostroenie, Moscow.

[5] Schurovskij, Yu.M. (2013), "Metodicheskij podxod k matematicheskomu modelirovaniyu sistem smazki GTD"[*Methodical approach to mathematical modeling of lubrication systems of GTE*"], *Tezisy' doklada na mezhd. Molodyozhnoj nauchnoj konferencii «XII Korolyovskie chteniya», 1-3 oktyabrya 2013: sb. trudov*, SGAU, t.1, 85 p.

[6] Kalnin, V.M., Dyatlov, V.V., Naumenkova, N.V. Pod redakciej, A.A. Shevyakova (1978), *Teoriya avtomaticheskogo upravleniya raketny'mi dvigatelyami [Automatic Control Theory of the rocket engines]*, Mashinostroenie, Moscow.

[7] Yudin, E.M.(1964), *Shesteryonny'e nasosy'[Gear-type pump]*, Oborongiz, Moscow.

УДК 533: 621.455

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ РЕГУЛИРУЕМОЙ ДВИГАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКЕ

**А.Б. Бачурин**  
**Е.В. Стрельников**  
**В.А. Целищев**

Уфимский государственный  
авиационный технический  
университет  
450000, Россия, г. Уфа,  
ул.К.Маркса, 12  
bachurinsasha@rambler.ru

Современная ракетная двигательная установка представляет собой динамическую систему с комплексом взаимосвязанных звеньев, обеспечивающих в процессе её функционирования на летательном аппарате получение заданных основных характеристик. Основной регулируемой величиной двигательной установки, выступающей в качестве объекта регулирования, является секундный массовый расход газов через сопло. Регулирующим воздействием является площадь управляемого дросселя в гидравлической системе регулирования площади поверхности горения твёрдого топлива за счёт слива жидкости из каналов заряда. Достигнутый в настоящее время уровень развития вычислительной техники позволяет моделировать поведение объекта и систем его управления. Это позволяет повысить качество проектирования и сократить сроки доводки гидроагрегатов.

**Ключевые слова:** Электрогидравлическая система; регулируемая двигательная установка; гидроавтоматика; гидроагрегат; переходные процессы; быстродействие; динамическая ошибка.

Целью математического моделирования гидроавтоматики регулируемой двигательной установки (РДУ) является получение системы уравнений, описывающих работу структурно-подобных установок, дальнейшее исследование которой на ЭВМ позволяет решать задачи анализа и синтеза динамических параметров системы автоматического регулирования.

Электрогидравлическая подсистема управления площадью поверхности горения состоит из камеры сгорания, заряда твёрдого топлива с выполненным в нем каналом и заполненным жидкостью, поршня, исполнительного элемента, представленного регулятором расхода и датчиком расхода жидкости из канала. На рисунке 1 представлена функциональная схема гидроавтоматики для регулирования площадью поверхности горения заряда твёрдого топлива в камере сгорания. В её состав входит электронный усилитель сигнала ошибки (УСО), измеритель электрического сигнала рассогласования ( $\Sigma$ ), электромеханический преобразователь (ЭМП), золотник клапана (ЗК), поршень в канале заряда (Поршень), датчик расхода в канале заряда (ДР) и объект регулирования (КС).

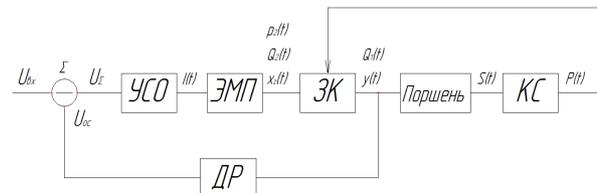


Рисунок 1. Блок – схема системы регулирования

В качестве исполнительного механизма применяется регулятор расхода, поддерживающий постоянство расхода независимо от изменения давления (рисунок 2). Конструктивно регулятор расхода состоит из последовательно включённых редукционного клапана (клапана перепада давлений) и управляемого электромагнитного дросселя. Расход жидкости через регулятор устанавливается дросселем, а постоянство перепада давления на дросселе – редукционным клапаном.

При увеличении расхода жидкости через дроссель увеличивается перепад давлений  $\Delta p = p_2 - p_3$ , который вызывает смещение запорно-регулирующего элемента клапана. Проходное сечение уменьшается, и при этом расход на выходе из регулятора будет уменьшен.

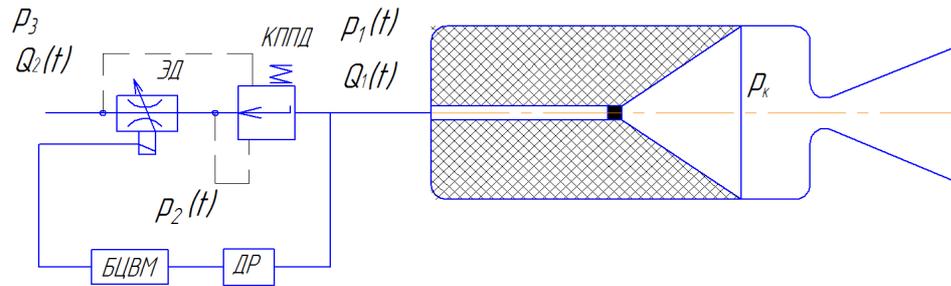


Рисунок 2. Принципиальная схема двухлинейного регулятора расхода

При составлении математической модели были сделаны следующие допущения:

- коэффициенты расхода дросселирующей щели клапана постоянного перепада давления и дросселя считаются постоянными;
- соблюдается условие неразрывности;
- модуль объёмной упругости рабочей жидкости и коэффициент вязкости считаются величинами постоянными, неразтворённый воздух в системе отсутствует;
- утечки рабочей жидкости через зазоры между трущимися поверхностями золотника и гильзы пренебрежимо малы;
- значения площадей входных отверстий сумматора потока считаются равными между собой;
- диаметры каналов в заряде твёрдого топлива считаются равными между собой и не изменяются в течение всего времени работы двигателя;
- гидравлические потери в подводящих гидролиниях пренебрежимо малы.

На основании принятых допущений математическая модель имеет следующий вид.

1. Уравнение электрической цепи электро-механического преобразователя, управляющего дросселем

$$(U_{\text{др}} - k_{\text{ос}} \cdot Q_{\text{к}}) \cdot K_{\text{у}} = R_{\text{др}} \cdot i_{\text{др}}(t) + L_{\text{др}} \cdot \frac{di_{\text{др}}}{dt} + K_{\text{ПЭД}} \cdot \frac{dh(t)}{dt}, \quad (1)$$

где  $U_{\text{др}}$  – напряжение в обмотке управления электромагнита, В;

$R_{\text{др}}$  – активное сопротивление обмотки управления электромагнита, Ом;

$i_{\text{др}}(t)$  – зависимость силы тока в обмотке управления от времени, А;

$L_{\text{др}}$  – индуктивное сопротивление обмотки управления электромагнита, Гн;

$K_{\text{пэд}}$  – коэффициент противо-ЭДС в электрической цепи электро-механического преобразователя, В·с/м;

$h(t)$  – зависимость перемещения управляющей заслонки дросселя от времени, м.

2. Уравнение движения управляющей заслонки дросселя

$$m_{\text{др}} \cdot \frac{d^2 h(t)}{dt^2} = K_{\text{fid}} \cdot i_{\text{др}}(t) - b_{\text{вдр}} \cdot \frac{dh(t)}{dt} - c_{\text{др}} \cdot h(t), \quad (2)$$

где  $m_{\text{др}}$  – масса управляющей заслонки дросселя, кг;

$K_{\text{fid}}$  – коэффициент силы тока в электрической цепи электро-механического преобразователя, Н/А;

$b_{\text{вдр}}$  – коэффициент вязкого трения в дросселе, Н·с/м;

$c_{\text{др}}$  – коэффициент жёсткости пружины в дросселе, Н/м.

3. Уравнение движения золотника клапана постоянного перепада давления

$$m_{\text{к}} \cdot \frac{d^2 x_{\text{к}}(t)}{dt^2} = A_1 \cdot (p_2(t) - p_3) - b_{\text{вк}} \cdot \frac{dx_{\text{к}}(t)}{dt} - c_{\text{к}} \cdot x_{\text{к}}(t), \quad (3)$$

где  $m_{\text{к}}$  – масса золотника клапана постоянного перепада давления, кг;

$x_{\text{к}}(t)$  – зависимость перемещения золотника клапана постоянного перепада давления от времени, м;

$A_1$  – площадь торцевой поверхности клапана постоянного перепада давления, м<sup>2</sup>;

$p_3$  – зависимость давления на выходе из дросселя от времени, Па;

$b_{\text{вк}}$  – коэффициент вязкого трения золотника в клапане постоянного перепада давления, Н·с/м;

$c_{\text{к}}$  – коэффициент жёсткости пружины в клапане постоянного перепада давления, Н/м.

4. Уравнение баланса расхода через регулятор расхода

$$\mu_k \cdot b_k \cdot x_k(t) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1(t) - p_2(t))}{\rho_0}} - \mu_{др} \cdot b_{др} \cdot h(t) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_2(t) - p_3)}{\rho_0}} = \quad (4)$$

$$= \frac{V_{к1}}{2 \cdot E} \cdot \frac{dp_2(t)}{dt} + A_1 \cdot \frac{dx_k(t)}{dt},$$

где  $N$  – количество каналов в заряде твёрдого топлива;

$\mu_k$  – коэффициент расхода дросселирующей щели клапана постоянного перепада давления;

$b_k$  – ширина щели золотника клапана постоянного перепада давления, м;

$V_{к1}$  – объём верхней полости клапана постоянного перепада давления, м<sup>3</sup>;

$E$  – приведённый модуль объёмной упругости рабочей жидкости, Па.

$\mu_{др}$  – коэффициенты расхода дросселя;

$b_{др}$  – ширина щели дросселя, м;

$V_{к2}$  – объём нижней полости клапана постоянного перепада давления, м<sup>3</sup>.

Динамика процессов в камере сгорания РДТТ при изменении площади поверхности горения описывается системой дифференциальных уравнений:

$$\left\{ \begin{aligned} (U_{др} - k_{ос} \cdot Q_k(t)) \cdot K_y &= R_{др} \cdot i_{др}(t) + L_{др} \cdot \frac{di_{др}}{dt} + K_{ПЭД} \cdot \frac{dh(t)}{dt}, \\ m_{др} \cdot \frac{d^2 h(t)}{dt^2} &= K_{fid} \cdot i_{др}(t) - b_{вдр} \cdot \frac{dh(t)}{dt} - c_{др} \cdot h(t), \\ m_k \cdot \frac{d^2 x_k(t)}{dt^2} &= A_1 \cdot (p_2(t) - p_3) - b_{вк} \cdot \frac{dx_k(t)}{dt} - c_k \cdot x_k(t), \\ \mu_k \cdot b_k \cdot x_k(t) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P(t) - p_2(t))}{\rho_0}} - \mu_{др} \cdot b_{др} \cdot h(t) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_2(t) - p_3)}{\rho_0}} &= \quad (5) \\ &= \frac{V_{к1}}{2 \cdot E} \cdot \frac{dp_2(t)}{dt} + A_1 \cdot \frac{dx_k(t)}{dt}, \\ \frac{dP(t)}{dt} &= \frac{1}{V_k(t)} (\gamma RT(t) \chi_k S(t) \rho_s u(t) - \gamma \sqrt{RT(t)} \mu_c A_n (F - f(y(t)) P(t) - P(t) S(t) u(t)), \\ u(t) = u_1 P^v(t), \quad P(t) = \rho RT(t), \quad \frac{dV_k}{dt} &= SU(t). \end{aligned} \right.$$

Численное решение системы (5) проводилось на ЭВМ методом Рунге-Кутты-Фальберга 4-5 порядка с помощью системы аналитических вычислений *Maple*.

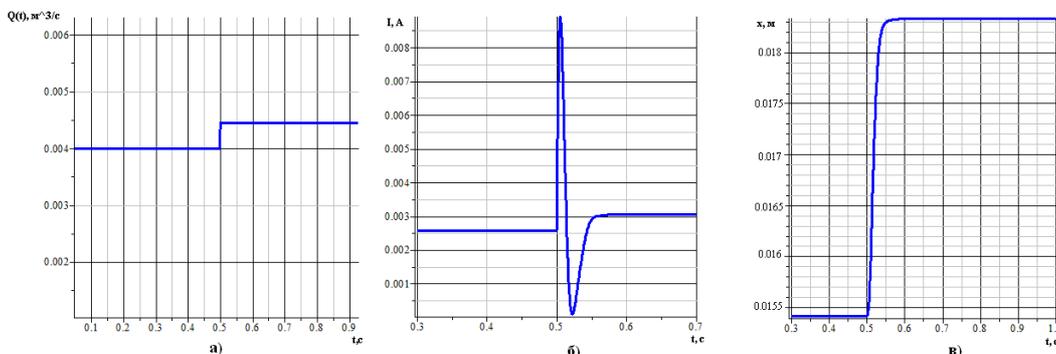


Рисунок 3. Графики переходных процессов в электрогидравлической системе управления:

а) программа управления расходом жидкости через регулятор расхода;

б) сигнал управления подаваемый на дроссельную заслонку регулятора расхода;

в) перемещение дроссельной заслонки

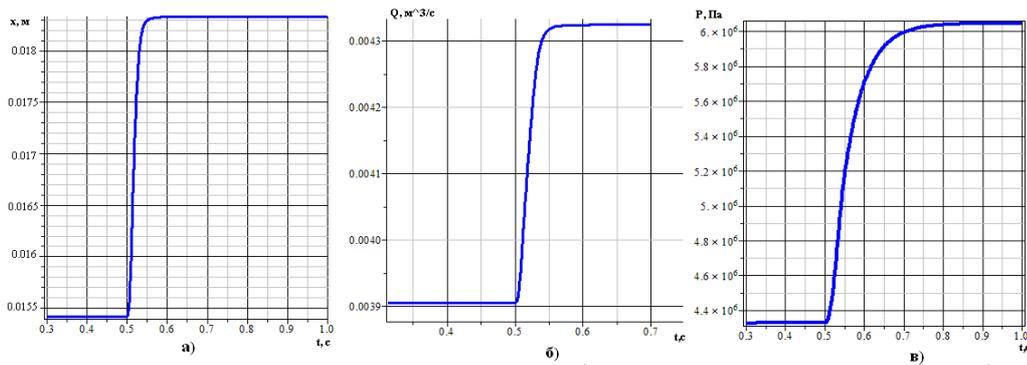


Рисунок 4. Графики переходных процессов в электрогидравлической системе управления: а) перемещение дроссельной заслонки; б) изменение расхода через регулятор расхода; в) изменение давления в камере сгорания

На рисунках 3 и 4 представлены графики переходных процессов в подсистеме регулирования площади поверхности горения, полученные при решении системы математических уравнений (5). В момент времени равный 0,5 с, в соответствии с заданной программой управления, подаётся управляющий сигнал на электромеханический преобразователь регулятора расхода, который перемещает золотник клапана. В результате увеличивается площадь проходного сечения дросселя и, соответственно, увеличивается расход жидкости из канала заряда твердого топлива, увеличивая при этом площадь поверхности горения. Давление в двигателе при этом выходит на новый режим.

На рисунке 5 показано влияние инерционности исполнительного механизма на рост давления в камере сгорания при увеличении площади проходного сечения дросселя.

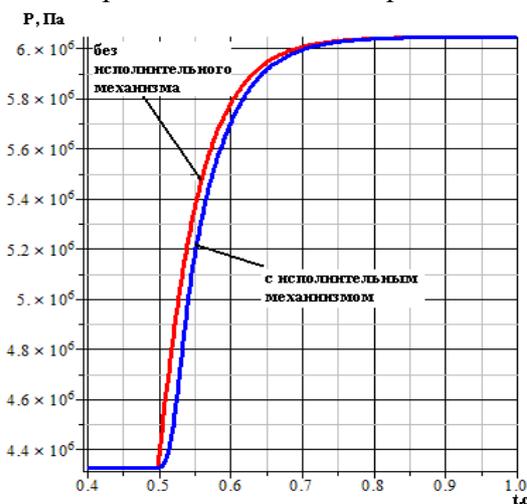


Рисунок 5. Сравнение переходного процесса изменения давления в камере сгорания с исполнительным механизмом и без него

Перемещение клапана золотника занимает определённое время, что приводит к незначительному запаздыванию переходного процесса, в отличие от модели без исполнительного механизма. Таким образом, при моделировании управляющего воздействия инерционность исполнительного механизма можно не учитывать.

На рисунках 6 и 7 показано, как система поддержания постоянного расхода слива жидкости из канала заряда отработывает возмущающее воздействие. В момент времени  $t = 0.5$  с ступенчато изменяется площадь критического сечения сопла, в результате чего происходит увеличение давления в камере сгорания. Поршень в канале заряда начинает двигаться с большей скоростью, увеличивая расход жидкости через регулятор расхода. Подсистема отработывает увеличение расхода уменьшением площади проходного сечения канала регулятора, после чего расход принимает заданное значение.

Применение контура регулирования слива жидкости из канала заряда РДУ ограничивается значительным увеличением заброса давления на переходном режиме, что вызывает увеличение динамической ошибки ракетного двигателя твёрдого топлива (РДТТ), упрочнение стенок камеры сгорания. Кроме того, на некоторых режимах работы установки фронт пламени может обогнать поршни, а скорость горения топлива во многом определяется давлением в камере.

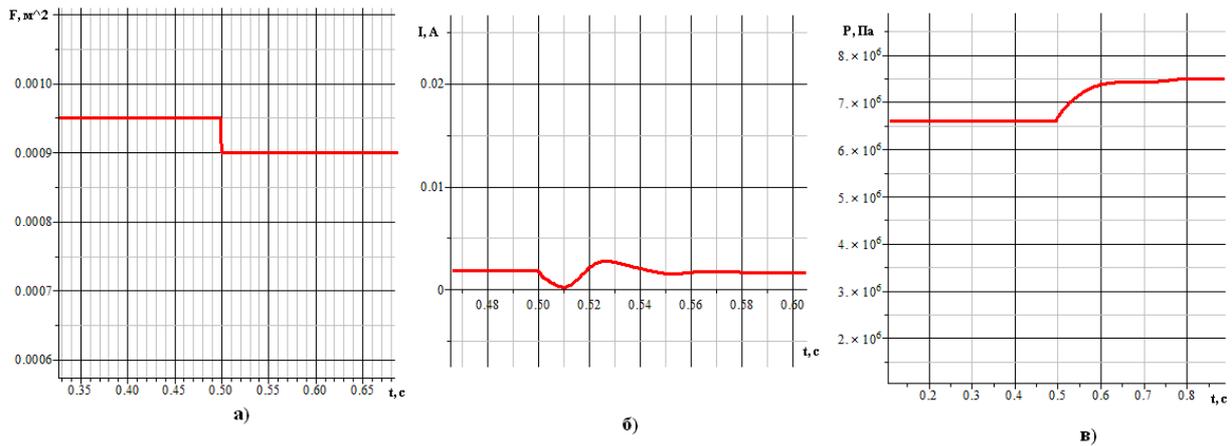


Рисунок 6. Графики переходных процессов в электрогидравлической системе управления:  
а) изменение площади критического сечения сопла, б) управляющий сигнал по току,  
в) изменение давления в системе на входе в регулятор расхода

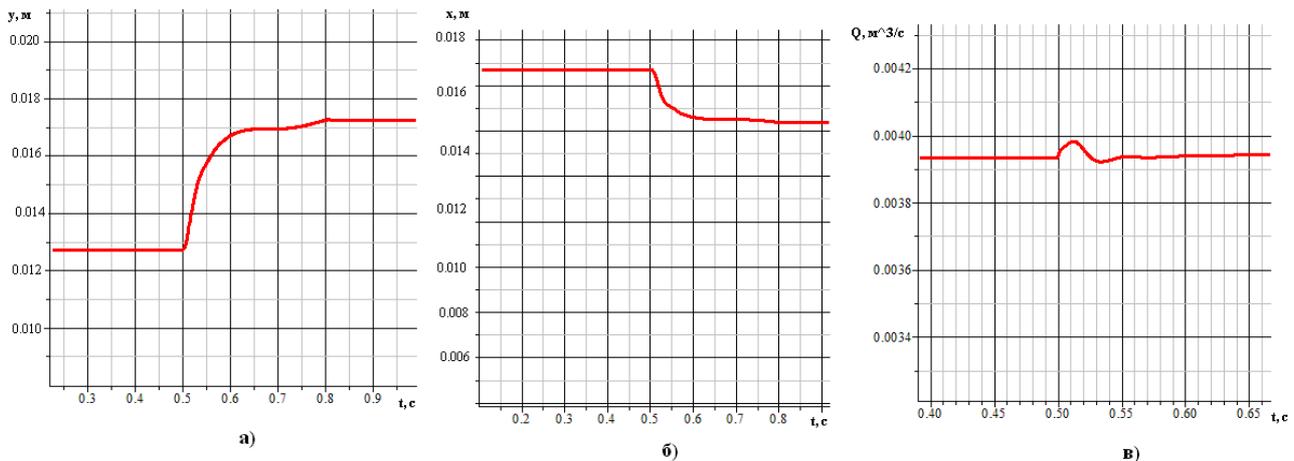


Рисунок 7. Графики переходных процессов в электрогидравлической системе управления:  
а) перемещение пропорционального клапана; б) перемещение золотникового клапана;  
в) изменение расхода на выходе из регулятор

Решена задача численного моделирования процессов в гидравлической системе РДУ с влияния устройства гидроавтоматики. Моделирование процессов в электрогидравлической системе управления РДУ позволяет разработчикам по заданным техническим требованиям и свойствам переходных процессов объекта управления на основе математического моделирования подбирать рациональные параметры. Моделирование рабочих процессов, основанное на решении системы дифференциальных уравнений в нелинейном виде, позволяет учитывать влияние различных нелинейностей, оказывающих существенное воздействие на свойства переходных процессов в гидроавтоматике.

#### Список использованных источников

- [1] Petrenko, V.I., Managed power plants for solid propellants [Text] / V.I.Petrenko., M. Sokolowski, A. Zykov, S.V. Lyanguzov, A.I. Todoschenko, V.L. Popov, B.F. Potapov, V.V. Sevastyanov, Yarushin S.G / Under total. Ed. M. Sokolowski and VI Petrenko. - M.: Mechanical Engineering, 2003. - 464 p.
- [2] Priskyakov, V.F. Dynamics of solid rocket motor fuel [Text] / V.F Priskyakov. - Textbook for vuzov.- M.: Engineering, 1984. - 248 p.
- [3] Tselishev, V.A. Identification and adaptive control of jet engines with hydraulic steering [Text] / V.A. Tselishev, K.V. Aref, A.V. Mesropyan, Y.S. Telitsyn/ -, M.: Acad MAI, 2007. - 282. p..
- [4] Bachurin, A.B Automatic control system pressure in the combustion chamber SRBs [Text] / A.B. Bachurin, E.V. Strel'nikov, E.S. Litvinov, V.A. Tselishev / Herald USATU, Ufa, 2013, Volume 17, № 3 (56) - P.26 - 33.

## MODELING OF ELECTRO-HYDRAULIC CONTROLLED PROPULSION SYSTEM

**A.B. Bachurin**  
**E.V. Strel'nikov**  
**V.A. Tselishev**

Ufa State Aviation Technical  
University,  
12, Ul. K. Marksa, Ufa,  
450000, Russia  
bachurinsasha@rambler.ru

*Modern rocket propulsion system is a dynamic system with a set of interconnected links. Modern controlled propulsion system, ensuring in the process of its operation on the aircraft receiving the given basic characteristics. Main propulsion controlled variable serving as controlled object is second mass flow of gases through the nozzle. Regulating influence area is managed throttle hydraulic adjusting the surface area of solid fuel combustion by draining the channel charge. Currently achieved level of development of computer technology allows to simulate the behavior of the object and its management systems. This helps improve the design quality and reduce debugging time hydroelectric generators.*

**Key words:** *Electro-hydraulic system; controlled propulsion system; hydraulics; hydro unit; transitional processes; quick-acting; dynamic inaccuracy*

### References

- [1] Petrenko, V.I., Sokolowski, M., Zykov, A., Lyanguzov, S.V., Todoschenko, A.I., Popov, V.L., Potapov, B.F., Sevastiyarov, V.V., Yarushin, S.G., Under total. Ed. Sokolowski M. and Petrenko V.I. (2003), *Managed power plants for solid propellants*, Mechanical Engineering, Moscow, 464 p.
- [2] Prisyakov, V.F. (1984) Dynamics of solid rocket motor fuel, *Textbook for vuzov*. Engineering, Moscow, 248 p.
- [3] Tselishev, V.A., Aref, K.V., Mesropyan, A.V., Telitsyn, Y.S. (2007) *Identification and adaptive control of jet engines with hydraulic steering*, Acad MAI, Moscow, 282 p..
- [4] Bachurin, A.B., Strel'nikov, E.V., Litvinov, E.S., Tselishev, V.A. (2013) "Automatic control system pressure in the combustion chamber SRBs", *Herald USATU*, Ufa., Volume 17, № 3 (56) - pp.26 - 33.

УДК 658.562:621.512

## ИССЛЕДОВАНИЕ СВЯЗИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОПРИБОРОВ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ

Э.Г. Берестовицкий  
Ю.А. Гладилин  
Н.В. Пялов  
А.Е. Федоров

ОАО «Концерн «НПО «Аврора»,  
194021, Россия, Санкт-Петербург,  
ул. Карбышева, 15  
mail@avrorasystems.com

*Исследовано влияние расхода жидкости и перепада давления на уровень вибраций в условиях постоянного открытия рабочих окон электрогидравлического усилителя (ЭГУ). Показано, что уровень вибрации определяется величиной скорости её течения в окнах ЭГУ. При скоростях, большей критической, её влияние на уровень вибраций незначительно. Изменение уровня вибраций существенно до перепада давления 30 кГс/см<sup>2</sup>, при дальнейшем его возрастании уровень вибрации изменяется незначительно. Показано также, что высокое содержание воздуха в жидкости приводит к образованию околзвучковых течений рабочей жидкости, характеризующихся повышенной виброактивностью гидравлических устройств.*

**Ключевые слова:** электрогидравлический усилитель, вибрации, расход, перепад давления, исследование, число Маха.

Исследование связи гидравлических и виброакустических характеристик гидроприборов систем управления движением (СУД) позволяет определить принципиальные методы борьбы с их вибрациями и шумом. Поскольку физические процессы возникновения вибрации и шума в проточных частях гидроаппаратуры различного типа подобны, для качественной характеристики этой связи достаточно рассмотреть её применительно к одному типу гидравлических устройств – электрогидравлическим усилителям мощности.

Электрогидравлические усилители (ЭГУ) мощности предназначены для преобразования электрического сигнала управления в расход рабочей жидкости и распределения её в полости исполнительного гидромеханизма рулевых устройств СУД. Они являются ответственными элементами СУД, во многом определяющими динамические и эксплуатационные характеристики систем, рулевых устройств и объекта в целом.

Источники вибрации в ЭГУ – дроселирующие элементы управляющего и распределительного каскада. Наибольший вклад в виброактивность ЭГУ вносит распределительный каскад, для которого важнейшей составляющей является гидродинамическая. При этом основными источниками гидродинамического шума будут турбулентный поток и кавитация.

### 1 Влияние турбулентности и кавитации на виброакустические характеристики

Турбулентный поток, как результат взаимодействия рабочей жидкости с внутренней поверхностью гидравлических устройств, характеризуется наличием вихревого течения. Он вызывает турбулентный шум, являющийся совокупностью акустических явлений, обусловленных пульсациями скорости и давления непосредственно за местом дросселирования. Теоретическое исследование принципиальных вопросов излучения звука турбулентным потоком проведено Лайтхиллом [1], который показал, что акустическая мощность звука, сгенерированного безграничным турбулентным потоком, имеет порядок  $N_a \sim \rho V^3 l^2 c^{-5}$ , где  $\rho$  – плотность среды;  $V$  – скорость потока;  $c$  – скорость звука в ней;  $l$  – размер обтекаемого тела, т.е. пропорциональна восьмой степени скорости течения.

При наличии твёрдых границ физическая схема генерирования и излучения турбулентным потоком несколько меняется за счёт вклада дополнительных акустических источников. Однако общие закономерности измерения интенсивного звукового поля, излучаемого турбулентностью, в зависимости от скорости сохраняются.

Как известно, кавитация представляет собой образование разрывов сплошности потока при понижении давления вследствие увеличения скорости течения жидкости в

проходном сечении. Процесс захлопывания кавитационных пузырьков при их переходе в зону повышенного давления сопровождается своего рода гидравлическими ударами с характерным шумом [1]. Причём частота кавитационных ударов резко возрастает с увеличением скорости – пропорционально шестой степени скорости. В работах [2, 3] показано, что наличие высокой скорости в месте дросселирования потока является причиной вибрации и шума ЭГУ, как в случае турбулентного, так и в случае кавитационного механизма их возникновения.

В гидравлических приборах СУД используются унифицированные проточные части, представляющие собой профилированные окна, открываемые поясками распределительного золотника. В соответствии с методикой расчёта таких окон [3] в качестве главных параметров выбраны скорость жидкости в рабочих окнах и их площадь при полном открытии. Остальные гидравлические параметры (перепад давления, расход) однозначно вычисляются с помощью главных параметров или их производных. Вследствие этого все профили заданного ряда могут быть представлены в виде некоторой безразмерной величины, зависящей от открытия окон и не зависящей от расчётного расхода. Поэтому процессы, протекающие в проточных частях для различных типоразмеров ЭГУ, принципиально подобны. В качестве исследуемого выбран промежуточный типоразмер (прибор НГ1.32.04), рассчитанный на номинальный расход 100 л/мин.

С целью определения связи гидравлических характеристик и вибрационно-акустических характеристик (ВАХ) проведены экспериментальные исследования уровней вибрации прибора при открытиях рабочих окон от 1 до 9 мм для фиксированных значений перепада давления на приборе в диапазоне от 10 до 80 кГс/см<sup>2</sup>.

Анализ полученных зависимостей выполнен при частоте  $f=10$  кГц, поскольку частотное исследование расхода и уровня вибраций (рисунок 1) показало идентичность характеристик на различных частотах и наличие наибольших уровней вибраций на частоте 10 кГц.

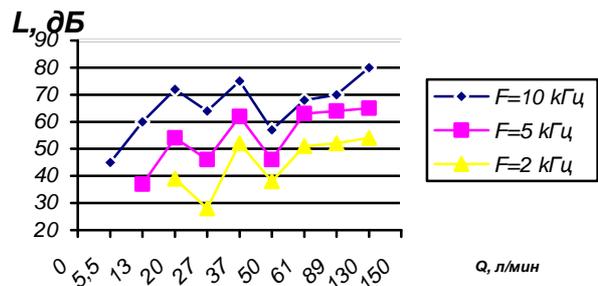


Рисунок 1. Влияние расхода рабочей жидкости при фиксированном перепаде давления ( $\Delta P=60$  кГс/см<sup>2</sup>) на уровень вибрации для различных частот  $f$

Влияние расхода рабочей жидкости на уровень вибрации для фиксированных открытий приведено на рисунке 2.

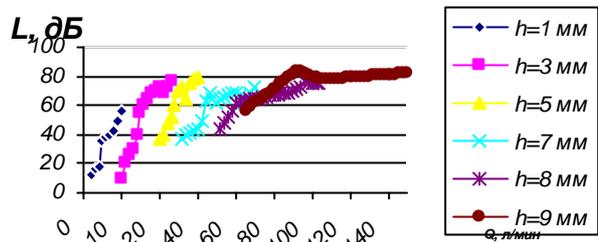


Рисунок 2. Зависимость уровней вибраций на частоте  $f=10$  кГц от расхода жидкости от 0 до 140 л/мин для различных открытий рабочих окон  $h$ , мм

Увеличение расхода на любом исследуемом открытии первоначально (до возникновения перепада давления около 30 кГс/см<sup>2</sup>) приводит к резкому повышению уровней вибраций, а дальнейшее возрастание расхода в диапазоне перепадов давлений от 30 до 80 кГс/см<sup>2</sup> практически не сказывается на уровне вибраций. Кривые располагаются в порядке возрастания величины открытий, что указывает на связь виброактивности и срабатываемой на проходном окне мощностью, определяемой произведением расхода и перепада давления. Иначе говоря, с увеличением открытия (расхода) при постоянном перепаде давления происходит возрастание этой мощности, которое, начиная с некоторой критической величины  $\Delta N_{кр}$ , не сказывается на повышении уровня вибраций. Соответственно, если говорить о снижении уровней вибраций, уменьшение мощности в диапазоне  $\Delta N > \Delta N_{кр}$  является неэффективным. Этот вывод указывает на основной принципиально важный метод улучшения

ВАХ гидравлических приборов за счёт снижения срабатываемой на рабочем окне мощности до величин  $\Delta N \leq \Delta N_{кр}$ . Характер зависимости уровней вибрации прибора от скорости при разных открытиях качественно одинаков (рисунок 3.)

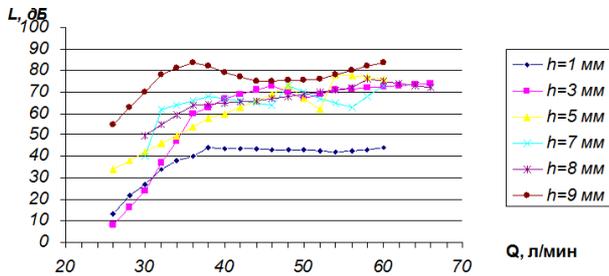


Рисунок 3. Зависимость уровней вибраций на частоте  $f=10$  кГц от скорости течения жидкости от 0 до 140 л/мин. для различных открытий рабочих окон  $h$ , мм

Для каждого открытия имеются два участка (рис.2, 3):

- участок резкого возрастания уровней вибраций в диапазоне скоростей 25÷35 м/с;
- участок незначительного роста, практически «насыщения» уровней вибраций, характеризующийся скоростями, большими 35 м/с. Скорость 25 м/с является критической.

Аналогичная зависимость приведена в работе [2], где особо акцентируется, что в полученном результате важно не столько количественное согласование произведённой приближённой оценки «насыщения» по уровням вибрации, сколько доказательство факта существования «насыщения», выше которого уровень не поднимается, как бы не увеличивалась скорость.

В количественном отношении кривые для исследования ряда открытий располагаются друг над другом по мере увеличения открытия, т.е. кривая, соответствующая наименьшему проходному сечению, имеет самые низкие уровни вибрации (~ 45 дБ), а кривая для наибольшего проходного сечения - самые высокие уровни (~ 80 дБ). Это позволяет предположить, что причиной различной виброактивности для различных открытий (сопротивлений) при постоянной скорости является гидравлический радиус проходного сечения.

Кривые, характеризующие влияние перепада давления на уровень вибраций прибора для каждого открытия (рисунок 4), имеют:

- участок резкого возрастания уровней

вибраций в диапазоне перепада давлений от 10 до 30 кгс/см<sup>2</sup>;

- участок незначительного возрастания уровней вибраций, характеризующийся значениями перепадов давлений, большими 30 кгс/см<sup>2</sup>.

Перепад давлений, равный 35 кгс/см<sup>2</sup>, является критическим значением – переходом к практически не изменяющимся уровням вибрации.

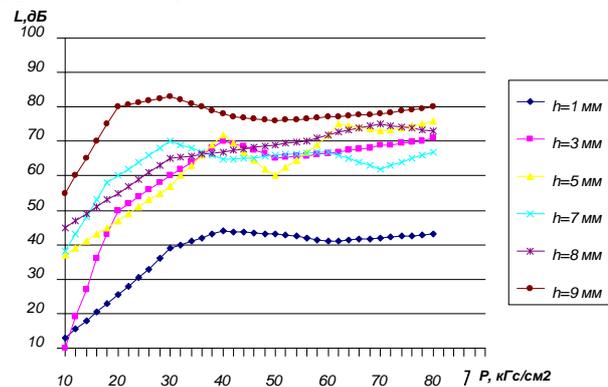


Рисунок 4. Зависимость уровней вибраций на частоте  $f=10$  кГц от перепада давления для различных открытий рабочих окон  $h$ , мм

Таким образом, в правильном выборе параметров, в наибольшей степени обуславливающих шум и вибрацию ЭГУ, а именно, геометрии (эквивалентного диаметра) и скорости среды, заключается основной принцип снижения шумности этих устройств.

## 2 Влияние воздухомышенности жидкости на виброакустические характеристики

Учитывая определяющее влияние скорости на виброактивность, с целью создания малозумных клапанов рекомендуется [1] снижать скорость потока на выходе из клапана до числа Маха, равного 0.3, начиная с которого становится заметной сжимаемость среды. Так как число Маха определяется отношением скорости среды к скорости распространения звука в ней, значение  $M=0.3$  может быть обеспечено за счёт изменения, как скорости потока, так и скорости звука в нём. Последняя, являясь характеристикой сжимаемости среды, определяется её упругостью и плотностью. Наличие воздуха за счёт большой сжимаемости изменяет скорость звука в жидкости и, таким образом,

оказывает влияние на виброактивность гидравлических устройств. Поэтому представляет интерес исследование влияния содержания воздуха в используемой в приборе рабочей жидкости на скорость распространения звука в ней.

Рабочая среда в реальной гидросистеме рассматривается как смесь жидкости и воздуха. Выделяющиеся из рабочей жидкости при снижении давления и растворяющиеся в ней воздушные пузырьки локально изменяют объёмный модуль упругости  $E_{CM}$  и плотность  $\rho_{CM}$ , определяемые по следующим формулам [4]:

$$E_{CM} = E_{Ж} \frac{1 + \frac{V_{Ж} \cdot P_0}{V_B \cdot P}}{1 + \frac{V_B \cdot P_0}{V_{Ж} \cdot P^2} \cdot E_{Ж}}, \quad (1)$$

$$\rho_{CM} = \rho_{Ж} \frac{V_{Ж}}{V_{Ж} + V_B} \cdot \left( 1 + \frac{\rho_B \cdot V_B}{\rho_{Ж} \cdot V_{Ж}} \right),$$

где  $E_{Ж}$  – объёмный модуль упругости жидкости;  $P_0$  – атмосферное давление;  $P$  – давление рабочей жидкости;  $V_{Ж}$  – объём, занимаемый жидкостью;  $V_B$  – объём, занимаемый воздухом;  $\rho_{Ж}$  – плотность жидкости;  $\rho_B$  – плотность воздуха.

С учётом приведённых формул выражение для скорости распространения звука в двухфазной среде «жидкость+воздух»  $C_{CM}$  имеет следующий вид:

$$C_{CM} = \sqrt{\frac{E_{CM}}{\rho_{CM}}} = C_{Ж} \sqrt{\frac{1 + \overline{V}_B \left( \frac{1}{P} + 1 \right)}{1 + \overline{V}_B \left( \frac{\rho_B}{\rho_{Ж}} - 1 \right)} \cdot \frac{1}{1 + \overline{V}_B \left( \frac{E_{Ж}}{P^2} - 1 \right)}}, \quad (2)$$

где  $C_{Ж}$  – скорость распространения звука в жидкости;  $\overline{V}_B$  – относительный объём воздуха;  $\rho_{Ж}$  – плотность жидкости;  $\rho_B$  – плотность воздуха.

При атмосферном давлении  $P=1$ ;  $\overline{V}_B=0$ ;  $C_{CM}=C_{Ж}$ , а при  $\overline{V}_B=1$ ;  $C_{CM}=C_B$ , где  $C_B$  – скорость звука в воздухе. Расчёт по полученному выражению для жидкости ПГВ при  $C_{Ж} = 1400$  м/с;  $\rho_{Ж} = 1170$  кг/м<sup>3</sup>;  $E_{Ж} = 230$  МПа;  $\rho_B = 1,2$  кг/м<sup>3</sup> позволяет построить зависимость скорости распространения звука в

смеси от воздухосодержания (рисунок 5).

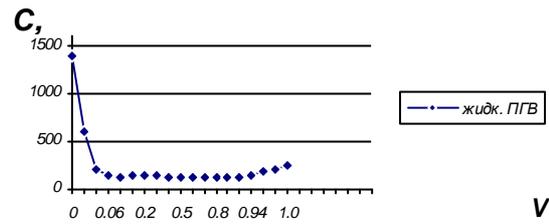


Рисунок 5. Зависимость скорости звука от относительного содержания воздуха в жидкости ПГВ

Данная зависимость показывает, что даже незначительное содержание воздуха (0.01 %) резко, почти вдвое (с 1400 до 771 м/с), снижает скорость распространения звука в ПГВ. Содержание воздуха порядка десятых долей процента, т.е. от 0.1 до 0.9 %, снижает скорость звука с 286 до 98 м/с. Снижению её на порядок (с 1400 до 145 м/с) соответствует содержание воздуха всего 0.4%.

Также очевидно, что скорость звука в жидкости ПГВ при  $V_{кр} = 35$  м/с и числе Маха, равном 0,3, будет соответствовать значению  $C_{Ж} = V/M = 35/0.3 = 116,7$  м/с. Как видно из рисунка 5, такую скорость жидкость ПГВ имеет при воздухосодержании около 0,6 %. Содержание воздуха в жидкости ПГВ больше 0,6 % приводит к снижению скорости звука и к увеличению числа Маха, т.е. к образованию околосвуковых течений рабочей жидкости, характеризующихся повышенной виброактивностью.

Существование звуковых и сверхзвуковых течений при переходе потоком места максимального сужения показана Эпштейном [5] в основополагающей работе по исследованию возникновения и развития кавитации.

Данные об объёмном содержании нерастворённого воздуха в рабочих жидкостях гидросистем неоднозначны. Считается [4, 5], что в масле действующей гидросистемы находится от 0.5 % до 5 %, а в отдельных случаях до 10-15 % нерастворённого воздуха. В зависимости от конструкции и условий эксплуатации гидросистемы его количество может быть повышено до 15-18 %. Экспериментальные исследования [4], проведенные с целью внесения ясности в вопрос о количестве нерастворённого воздуха, показали, что в находящихся под давлением магистралях

нормально работающих гидросистем содержание свободного (нерастворенного) воздуха исчисляется десятками долями процента.

### Заключение

Таким образом, анализ проведённых исследований, позволяет сделать следующие выводы:

1. Влияние расхода жидкости на уровень вибраций в условиях постоянного открытия определяется величиной скорости её течения в рабочих окнах ЭГУ. В случае скорости, большей критической, её влияние на уровень вибраций незначительно.

2. Влияние перепада давления на изменение уровня вибраций существенно до  $30 \text{ кгс/см}^2$ , при дальнейшем его возрастании уровень вибрации изменяется незначительно.

3. Высокое содержание воздуха в жидкости приводит к образованию околосвуковых течений рабочей жидкости, характеризующихся повышенной виброактивностью гидравлических устройств. Наличие данных по воздухосодержанию в рабочей жидкости позволит уточнить рекомендации по выбору скорости течения как основного параметра, определяющего виброактивность гидравлических устройств.

Полученные результаты по исследованию связи гидравлических и виброакустических характеристик показывают возможности прогнозирования ВАХ ЭГУ на стадии проектирования и могут быть положены в основу расчётных методик для выбора ЭГУ для рулевых машин СУД.

### Список использованных источников

- [1] Берестовицкий, Э. Г. Исследование влияния различных факторов на возникновение автоколебаний в золотниковой паре [Текст] / Э. Г. Берестовицкий, Ю. А. Гладилин, Я. И. Ким, С. В. Лебедев, Н. Н. Ромашов // Системы управления и обработки информации, 2005. - № 8. - С. 113 – 121.
- [2] Гончаров, В. К. Масштабные эффекты визуального и акустического проявлений кавитации. Гончаров [Текст] / В. К. Гончаров, О. Н. Гончаров, А. С. Горшков // Симпозиум по физике акустико-гидродинамических явлений. - М.: Наука, 1975.
- [3] Башта, Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика [Текст] / Т.М. Башта. - М.: Машиностроение, 1972.
- [4] Башкиров, В. С. Методика экспериментального исследования газообразования при неустановившемся движении жидкости в линиях объёмных трубопроводов [Текст] / В. С. Башкиров, Ю. М. Дудков, В.И. Федин // Межвуз. сб. Гидропривод и системы управления. - Новосибирск, 1977. - С. 54 – 58.
- [5] Кольцова, О содержание газа в минеральном масле гидросистем [Текст] / И.С. Кольцова, В.А. Лещенко и др // Вестник машиностроения, 1980.- № 7. - С. 92 – 99.

## RESEARCH COMMUNICATION OF HYDRAULIC AND VIBROACOUSTIC CHARACTERISTICS OF HYDRODEVICES TRAFFIC CONTROL SYSTEMS

**E.G. Berestovitsky**  
**Y.A. Gladilin**  
**N.V. Pyalov**  
**A.E. Fedorov**

JSC "Concern" NPO "Aurora"  
15, Str. Karbysheva,  
St. Petersburg,  
194021, Russia  
mail@avrorasystems.com

*The influence of fluid flow and pressure drop in the level of vibrations in continuous operation windows opening electrohydraulic amplifier (EHP). It is shown that the vibration level is determined by the speed of its flow in the windows of the EHP. At speeds greater than the critical value, its impact on the level of vibrations is negligible. Changes in the level of vibration significantly to the differential pressure of 2,94 MPa, with a further increase in its level of vibration is changed slightly. It is also shown that a high air content in the liquid leads to the formation of transonic flow of the working fluid with increased vibroaktivnosti hydraulic devices.*

**Ключевые слова:** Electrohydraulic power, vibration, flow rate, pressure drop study Mach number.

### References

- [1] Berestovickij, Je. G., Gladilin, Ju. A., Kim, Ja. I., Lebedev, S. V., Romashov, N. N. (2005), "Issledovanie vlijanija razlichnyh faktorov na vozniknovenie avtokolebanij v zolotnikovoj pare" ["Research of the influence of various factors on the occurrence of oscillations in the slide valve pair"], *Sistemy upravlenija i obra-botki informacii*, No 8, pp. 113 – 121.
- [2] Goncharov, V. K., Goncharov, O. N., Gorshkov, A. S. (1975), "Masshtabnye jeffekty vizual'nogo i akusticheskogo projavlenij kavitacii" ["Scale effects of visual and acoustic manifestations of cavitation"], *Simpozium po fizike akustiko-gidrodinamicheskij javlenij*, Nauka, Moscow.
- [3] Bashta, T.M. (1972), *Gidroprivod i gidropnevmo-avtomatika [Hydraulic drive and hydro-pneumatic automation]*, Mashinostroenie, Moscow.
- [4] Bashkirov, B. C., Dudkov, Ju. M., Fedin, V.I. (1977) "Metodika jeksperimental'nogo issledovanija gazoobrazovanija pri neustanovivshemsja dvizhenii zhidkosti v linijah ob"jomnyh truboprovodov" ["Method of experimental study of gas formation during the transient motion of the fluid in the lines of volume pipelines"], *Mezhvuz. sb. Gidroprivod i sistemy upravlenija*, Novosibirsk pp. 54 – 58.
- [5] Kol'cova, I.S., Leshhenko, V.A. i dr. (1980), "O sodержanie gaza v mineral'nom masle gidrosistem" ["About gas content in the mineral oil of hydraulic systems"], *Vestnik mashinostroenija*, No 7, pp. 92 –99.

УДК 621.59

С.Ф. Тимушев,  
С.Ю. Федосеев

Московский  
авиационный институт  
(национальный исследовательский  
университет)  
125993, Россия, г. Москва,  
Волоколамское шоссе, д. 4,  
А-80, ГСП-3,  
irico.harmony@gmail.com

## РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТОНАЛЬНЫХ КОМПОНЕНТ СПЕКТРА ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В ШНЕКОВОЙ СТУПЕНИ БУСТЕРНОГО ТУРБОНАСОСА ЖИДКОСТНОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

*Бустерный насосный агрегат, обеспечивающий требуемый кавитационный запас для работы основного насоса системы питания жидкостного ракетного двигателя, работает в условиях повышенной виброактивности. Численное моделирование нестационарного течения в бустерном насосном агрегате позволяет проанализировать амплитудно-частотные характеристики пульсаций давления, генерирующих вибрацию корпуса насоса. По результатам вычислительного эксперимента проанализированы, сигналы пульсаций давления, как на входе в шнековое колесо, так и на выходе из него, определены их источники.*

**Ключевые слова:** бустерный насосный агрегат; гидродинамическая вибрация; нестационарная вычислительная гидродинамика; спектры пульсаций давления; частота следования лопаток.

### 1 Введение

Одним из факторов, существенно снижающих надёжность и ресурс работы насосного оборудования, является повышенная виброактивность. Выделяют две основные группы источников возникновения вибрации и шума. К первой группе относят механические источники вибрации. Основными среди них являются дисбаланс ротора, несоосность вала, подшипники. Вторая группа источников характеризуется взаимодействием между перекачиваемой насосом жидкостью и элементами его проточной части. Источники, относящиеся ко второй группе, принято называть гидродинамическими источниками вибрации. Наиболее часто среди них выделяют: кавитационные процессы, вихреобразование и пульсации давления на лопаточных частотах. В настоящей работе на примере бустерного насосного агрегата исследуется возможность определения амплитудно-частотных характеристик гидродинамических возмущающих сил, генерирующих вибрацию корпуса насоса.

### 2 Постановка расчётной задачи

Задача решается методами вычислительной гидродинамики с применением про-

граммного комплекса Flow Vision [1]. Для моделирования течения используется трёхмерная геометрическая модель статора проточной части бустерного насосного агрегата (рисунок 1).

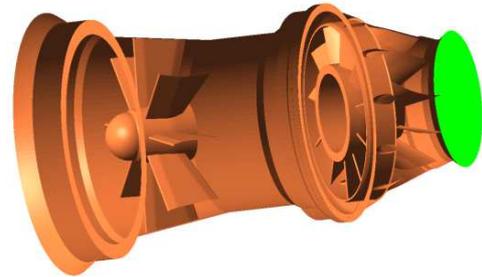


Рисунок 1. Геометрическая модель статора

В геометрической модели статора прорисованы: восемь пилонов и обтекатель на входе в насос, сопловой аппарат турбины с одиннадцатью соплами, выходной направляющий аппарат с одиннадцатью лопатками и внутренние стенки корпуса насоса. Отдельно в расчётную область импортируется ротор - шнековое колесо с тремя лопастями переменного шага, что позволяет применить встроенную во FlowVision 2.5 опцию «подвижное тело» для моделирования вращения ротора насоса с частотой 5720 об/мин (рисунок 2).

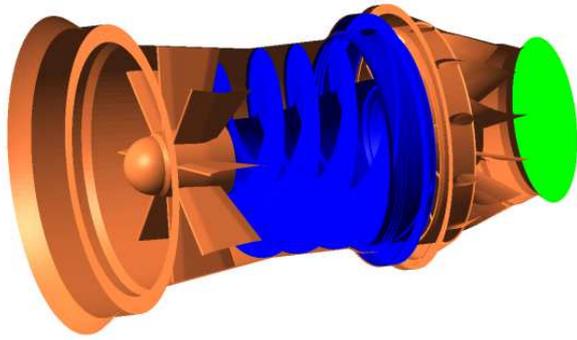


Рисунок 2. Расчётная область с импортированным подвижным телом

Граничные условия, заданные на входе и выходе из насоса, позволили обеспечить течение жидкости (воды) через насос с расходом 257,4 кг/с. При этом на входе было заранее определено значение давления, равное одной атмосфере, а на выходе скорости – 10,68834 м/с. При описания течения в насосе в процессе расчёта используется  $k$ -ε модель турбулентности [2] для несжимаемой жидкости.

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \nabla(\mathbf{V}k) = \frac{1}{\rho} \nabla \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + \frac{G}{\rho} - (\varepsilon - \varepsilon_{ini})$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \nabla(\mathbf{V}\varepsilon) = \frac{1}{\rho} \nabla \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + \frac{\varepsilon}{k} \left( C_1 \frac{G}{\rho} - C_2 (\varepsilon - \varepsilon_{ini}) \right)$$

где  $\varepsilon_{ini}$  – начальное значение турбулентной диссипации. Через  $G$  для сокращения формы записи уравнений обозначено выражение

$$G = \mu_{eff} \frac{\partial V_i}{\partial x_j} \left( \frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right)$$

Значения параметров  $k$ -ε модели равны:

$$\sigma_k = 1; \quad \sigma_\varepsilon = 1.3; \quad C_\mu = 0.09; \quad C_1 = 1.44; \quad C_2 = 1.92$$

Численное моделирование основано на использовании метода конечных объёмов на прямоугольной сетке. Для повышения точности расчёта сетка адаптируется в местах со сложной геометрией, при этом каждая ячейка начальной сетки, которая входит в область адаптации), разбивается на 8 ячеек меньшего размера. Такой процесс может

происходить несколько раз для достижения необходимого сгущения сетки.

Дополнительно используется подсеточная адаптация, когда ячейка, пересекающаяся границей расчётного объёма, разбивается на произвольные многогранники. Конечное количество расчётных ячеек составляет 1 475 298 (рисунок 3). Благодаря выбранному количеству расчётных ячеек стало возможным рассчитать течение в радиальном зазоре и учесть потери, возникающие при перетекании жидкости на периферии лопаток.

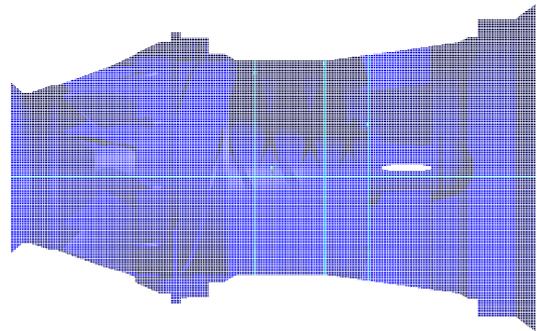


Рисунок 3. Расчётная сетка

По результатам расчёта полученный напор составляет 80,68 метра, а по экспериментальным данным колеблется в диапазоне от 83 до 88 метров. Расхождение расчётных и экспериментальных данных обусловлено тем, что моделирование турбины бустера не проводилось, параметры течения в этой зоне отличаются от реальных, что приводит к дополнительным гидравлическим потерям.

### 3 Результаты моделирования трёхмерных нестационарных течений в насосе

В процессе нестационарного расчёта, после достижения сходимости в разных точках проточной части фиксировалось статическое давление. В точке, расположенной между пилонами на входе в шнековое колесо, сигнал пульсаций давления и спектр представлены на рисунке 4.

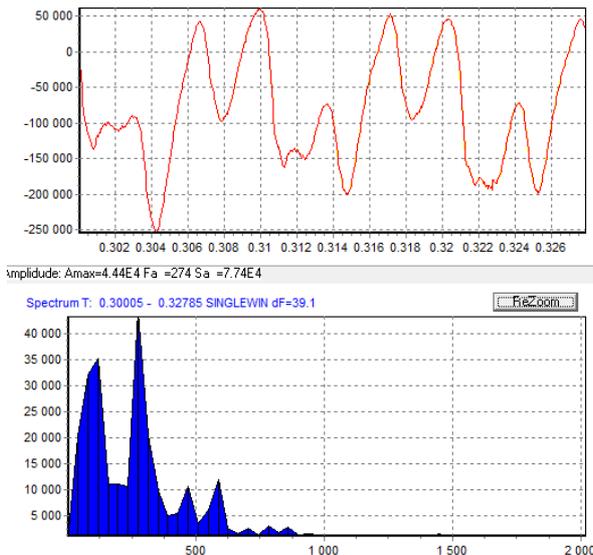


Рисунок 4. Спектр пульсаций давления на входе в шнек

Анализ спектра делает возможным определение источников пульсаций давления. Рассмотрим основные тональные компоненты спектра в направлении возрастания частоты. Частота первой компоненты совпадает с частотой вращения ротора -95.33 Гц., вторая компонента спектра совпадает с частотой следования лопаток шнека-285.99 Гц. Третья и четвертая компоненты соответствуют пятой роторной гармонике и второй лопаточной гармонике.

Детальный анализ сигнала позволил выдвинуть предположение о биении частот вблизи роторной. Предполагается, что вблизи указанной точки, пульсации давления на роторной частоте обусловлены двумя эффектами. Первый эффект связан с изменением поля давления вследствие вращения ротора. Второй эффект обусловлен вихревым движением в зоне между выходными кромками пилонов и входными кромками шнека. При этом энергия от ротора передается парциально с частотой, близкой к роторной, через вторичные течения в жидкости (рисунок 5).

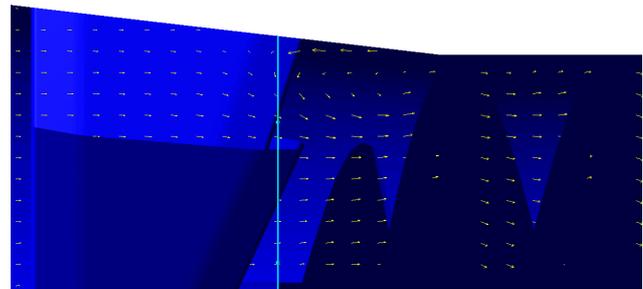


Рисунок 5. Вторичные течения на входе в насос

Проверка выдвинутой гипотезы требует анализа изменения компонент спектра во времени. Если такие изменения будут присутствовать для роторной частоты, то это будет свидетельствовать о наличии биения на частотах, близких к роторной. В случае, если изменения амплитуды пульсаций давления на роторной частоте не будет, то это свидетельствует о модуляциях функции, описывающей сигнал пульсаций давления на роторной частоте.

Запись данных о пульсациях давления проводилась и на выходе из шнекового колеса. Роторная частота здесь проявилась слабо. Преобладают тональные компоненты спектра обусловленные воздействием на частотах следования лопаток (рисунок 6).

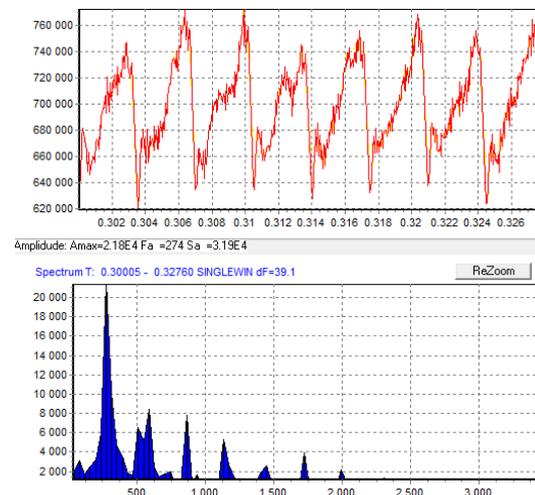


Рисунок 6. Спектр пульсаций давления на выходе из шнека.

При этом следует отметить, что амплитуда пульсаций давления на выходе значительно ниже, чем на входе, что не является характерным для насосной техники и требует дополнительного анализа.

**Выводы**

1. Проведено численное моделирование трёхмерных нестационарных течений в бустерном насосном агрегате.
2. Пульсации давления на входе в шнековое колесо насоса обусловлены взаимодействием вращающегося неравномерного поля давления, связанного с ротором, и вихревых возмущений (обратных токов).

**Список использованных источников**

1. Software package for gas and fluid flow simulation FlowVision. Version 2.5.0. Manual CAPVIDIA. - Leuven, Belgium. - 1999-2007.
2. Wilcox, D. C., "Turbulence modeling for CFD" // DCW Industries, Inc. - 1994. - 460 p.

**NUMERICAL MODELLING OF TONAL COMPONENTS OF PRESSURE PULSATION SPECTRA IN THE LRE BOOSTER TURBOPUMP SCREW STAGE**

**S. F. Timushev,  
S. Yu. Fedoseev**

Moscow Aviation Institute  
(National Research University)  
4, Volokolamskoye shosse,  
A-80, GSP-3, Moscow,  
125993, Russia  
*irico.harmony@gmail.com*

*Booster pump unit providing the required NPSH for the main LRE turbo-pump feed system operates in high vibration activity. Numerical simulation of unsteady flow in the booster pump unit allows one to analyze the amplitude-frequency characteristics of pressure pulsations generating the pump casing vibration. The obtained results were analyzed, the signals of pressure pulsations at the inlet and the outlet of the pump screw rotor obtained. The sources of pressure pulsations are defined. The conducted computational experiment revealed the direction of work to reduce the influence of hydrodynamic sources of vibration on the total vibration level of booster pump unit.*

**Key words:** *booster pump unit; hydraulic vibration; unsteady computational hydrodynamics; pressure pulsation spectra; blade passing frequency*

**References**

1. Software package for gas and fluid flow simulation FlowVision, Version 2.5.0. Manual CAPVIDIA, (1999-2007), Leuven, Belgium.
2. Wilcox, D. C., (1994) "Turbulence modeling for CFD", DCW Industries, Inc. 460 p.

УДК 621.59

## ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В ТУРБОДЕТАНДЕРЕ ПЕРСПЕКТИВНОЙ СИСТЕМЫ КРИОСТАТИРОВАНИЯ

**Д.В. Клименко  
С.Ф. Тимушев  
В.П. Фирсов  
И. В. Антюхов**

Московский авиационный  
институт  
(национальный  
исследовательский университет)  
125993, Россия, г. Москва,  
Волоколамское шоссе, 4,  
irico.harmony@gmail.com

*В работе проведено численное моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточной части турбодетандера - радиальной турбины, применяемой в системе криостатирования. Геометрия расчётной области разработана с тем, чтобы учесть основные особенности течения рабочего тела в проточной полости, включая геометрию четырнадцати рабочих лопаток и восьми лопаток соплового аппарата. Расчётная область разбита на три подобласти: корпус соплового аппарата, область ротора, выхлопная часть. Задача решается с применением так называемых скользящих поверхностей, которые служат для передачи данных из зоны ротора, где расчёт ведётся во вращающейся системе координат, в зону статора, с учётом углового смещения подобластей и межсеточной интерполяции. Шаг расчёта по времени выбирается из условия обеспечения углового смещения за один шаг в пределах одной ячейки расчётной сетки. В результате расчётов были получены мгновенные поля скоростей, распределения давления, температуры и числа Маха. Для определения пульсаций давления выбраны точки в зоне косоугольного среза лопаток соплового аппарата. Проведён спектральный анализ полученных данных, который показал, что тональная компонента с частотой следования рабочих лопаток доминирует в спектрах пульсаций давления, а ее амплитуда составляет свыше 7000 Па. Расчёт нагрузки на лопатку соплового аппарата даёт амплитуды силы 2 Н и амплитуду момента 0,03 Н·м.*

**Ключевые слова:** криорефрижератор; турбодетандер; скользящая поверхность; численное моделирование; спектры пульсаций давления; частота следования лопаток.

### 1 Введение

Современные системы криостатирования находят важное применение в контурах электропитания, в космических транспортных системах. Они представляют собой замкнутую гидравлическую систему, предназначенную для обеспечения температурного и теплового режимов работы сверхпроводящих кабельных линий, баков с криогенным топливом для ракетно-космических блоков. В качестве рабочей среды используется жидкий азот. Одним из главных узлов такой системы является криорефрижератор. В криорефрижераторе используется схема компримирования и расширения неона с помощью компрессорных машин и турбодетандера на газостатических опорах. Актуальной задачей на этапе проектирования является определение колебаний давления в проточной части турбодетандера и динамического нагружения элементов конструкции.

Современные системы криостатирования находят также важное применение в линиях высокотемпературной сверхпроводимости (ВТСП), в современных проектах космических блоков с криогенным топливом на борту.

Одним из главных узлов такой системы является криорефрижератор.

В криорефрижераторе используется схема компримирования и расширения неона с помощью компрессорных и турбодетандерных машин [1, 2] на газостатических опорах.

Развитие и совершенствование малорасходных радиальных турбодетандеров и центробежных компрессоров позволяет отказаться от громоздких и сложных в изготовлении осевых турбомашин и выполнить криорефрижератор на компактных радиальных турбомашин. Это связано с тем, что в последние несколько лет появились высокоэффективные турбомшины (компрессоры и детандеры).

Другая современная тенденция – замена в высокооборотных турбоагрегатах прецизионных опор качения на радиальные и осевые газостатические подшипники.

В настоящее время газостатические опоры достаточно широко используются в криогенных машинах в связи с возможностью обеспечения высоких частот вращения, надёжной работой при низких температурах, отсутствием загрязнения объекта охлаждения продуктами смазки. Газостатические опоры позволяют производить бесконтактный запуск машины с нулевого числа оборотов, что значительно увеличивает надёжность узла газовых подшипников. По своим характеристикам эти опоры можно отнести к классу опор с неограниченным ресурсом работы. Газостатические опоры отличает высокая несущая способность, возможность работы в любом диапазоне температур, большие технологические зазоры, в меньшей степени подверженные влиянию температурных деформаций.

При проектировании агрегатов на газостатических подшипниках особое внимание уделяется вопросам снижения осевых усилий, уменьшения нагрузки на осевые подшипники, снижения виброактивности, что в целом повышает надёжность системы. В этой связи возникает необходимость информации о величинах нестационарных нагрузок, действующих на элементы проточной части. Такая информация для радиальных турбин недостаточно представлена в научно-технической литературе, носит узкоспециализированный характер [3]. Использование методов численного моделирования для расчёта параметров потока в проточной части турбомашин позволяет не только оптимизировать энергетические характеристики турбомашин, но и проанализировать нестационарные нагрузки, действующие на элементы проточной части.

## 2 Численный метод и использованные модели

В процессе численного моделирования применены математические модели, включённые в пакет программного обеспечения вычислительной гидродинамики [4].

Они описывают движение однородной жидкости при различных скоростях с учётом эффектов сжимаемости, турбулентности и теплопереноса, включая модель теплопереноса в твёрдом теле для задачи сопряжённого теплообмена при учёте теплопереноса между газом и твёрдым телом,  $k$ - $\varepsilon$  модель турбулентного течения жидкости [5] для моделирования течения газа при больших и малых (турбулентных) числах Рейнольдса в нестационарной постановке при любых числах Маха.

При расчёте сопряжённого теплопереноса и аэродинамики задаются так называемые опорные величины. Абсолютные значения переменных определяются через опорные и относительные ( $f$ ) величины следующим образом:

$$f_{abs} = f + f_{ref}$$

При определении граничных и начальных условий используются относительные величины.

Система конечно-разностных уравнений вычислительной гидродинамики и теплообмена решается нестационарным численным методом на прямоугольной сетке с локальной адаптацией и подсеточным разрешением сложной геометрии. В расчётной области определяется начальная прямоугольная сетка. Выделяются подобласти геометрии (граничные условия), в которых необходимо провести расчёт на более густой сетке. В этих подобластях производится адаптация начальной расчётной сетки, при которой ячейки начальной сетки делятся на 8 равных ячеек. Далее, если необходимо, ячейки делятся ещё раз и так до достижения необходимой точности. Ячейки начальной сетки называются ячейками уровня 0, ячейки, получаемые измельчением уровня 0, называются ячейками уровня 1 и т. д. Соответствующая сетка называется сеткой нулевого, первого уровня адаптации и т. д. Метод подсеточного разрешения геометрии предназначен для аппроксимации криволинейных границ на прямоугольной сетке. Ячейки, через которые проходит граница, теряют свою первоначальную форму параллелепипеда и превращаются в многогранники произвольной формы. Такой подход позволяет с доста-

точной степенью точности производить расчёты, минимизируя вычислительные ресурсы и процессорное время.

### 3 Описание установки

Турбодетандерная установка состоит из смонтированных на одном валу рабочего колеса радиальной турбины и центробежного компрессора первой ступени, который выполняет также функцию газодинамического тормоза. Газ подается в корпус детандера по двум трубопроводам. Далее он ускоряется в сопловом аппарате и поступает на лопатки рабочего колеса. После расширения и снижения температуры выхлоп газа идет через осевой диффузор. Частота вращения ротора составляет 25200 об/мин.

Система криостатирования представляет из себя замкнутую гидравлическую систему, предназначенную для обеспечения температурного и теплового режимов работы сверхпроводящих кабельных линий, баков с криогенным топливом для ракетно-космических блоков. В качестве рабочей среды используется жидкий азот.

Система криостатирования обеспечивает непрерывную подачу жидкого азота в протяжённые криостаты с температурой (64...65 К) и расходом до 1,5 кг/с с давлением до 20 бар. Непрерывная циркуляция жидкого азота с минимальными теплопритоками к охлаждающей среде в протяжённых криостатах, входящих в контур криостатирования, обеспечивается циркуляционным насосом.

Устройством, обеспечивающим охлаждение жидкого азота, является криорефрижератор.

Криорефрижератор – система, предназначенная для охлаждения рабочего тела (газообразного неона) до заданной температуры и подачи его в основной теплообменный аппарат, в котором происходит отвод тепла от жидкого азота и его переохлаждения перед подачей в контур криостатирования силового кабеля. Криорефрижератор, в общем случае, является разомкнутой системой, которая создаёт единый замкнутый контур с системой криостатирования посредством теплообменного аппарата нагрузки, где обеспечивается охлаждение жидкого азота газообразным неоном с температурой 56..65 К. В

криорефрижераторе реализуется газовый детандерный холодильный цикл на базе радиальных турбокомпрессоров, радиального турбодетандера и компактных пластинчаторебристых теплообменников. Неон позволяет в несколько раз сократить количество ступеней сжатия компрессора по сравнению с гелиевым контуром и значительно уменьшить стоимость компрессорного оборудования. Так как минимальная температура в контуре криорефрижератора не превышает 56 К, то сохраняется газообразное состояние неона. Неоновый контур имеет меньшие потери рабочего тела при работе по сравнению с гелиевым контуром.

Турбодетандер состоит из рабочего колеса радиальной турбины и центробежного компрессора первой ступени, который выполняет также функцию газодинамического тормоза. Частота вращения ротора составляет 25200 об/мин.

Газ подаётся по двум трубопроводам в корпус детандера. Далее рабочий газ ускоряется в сопловом аппарате и поступает на лопатки рабочего колеса. После расширения и снижения температуры выхлоп газа идёт через осевой диффузор.

### 4 Расчётная область

Геометрия расчётной области разработана с тем, чтобы учесть основные особенности течения рабочего тела в проточной полости, включая геометрию рабочих лопаток и лопаток соплового аппарата. Расчётная область (рисунок1) разбита на три подобласти: корпус соплового аппарата, область ротора, выхлопная часть. Задача решается с применением так называемых скользящих поверхностей, которые служат для передачи данных из зоны ротора, где расчёт ведётся во вращающейся системе координат, в зону статора, с учётом углового смещения подобластей и межсеточной интерполяции. Шаг расчёта по времени выбирается из условия обеспечения углового смещения за один шаг в пределах одной ячейки расчётной сетки.

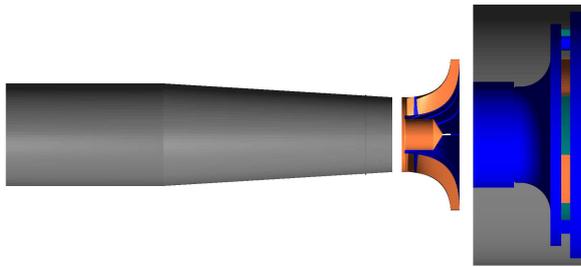


Рисунок 1. Меридиональное сечение расчётной области

На рисунке 2 показана расчётная сетка на виде в плане. Сетка адаптируется в зоне лопаток соплового аппарата и рабочего колеса для разрешения градиентов потока. Это особенно важно для определения параметров нестационарного газодинамического взаимодействия потока, выходящего из соплового аппарата, с вращающимися лопатками рабочего колеса.

Расчёт ведётся с шагом по времени  $4e-06$  с, что даёт около 42 точек на период прохождения рабочих лопаток

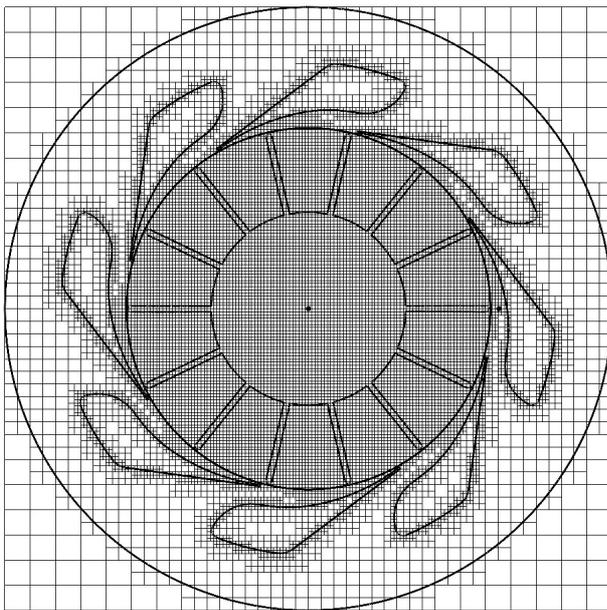


Рисунок 2. Расчётная сетка в зоне соплового аппарата

## 5 Результаты расчётов

Нестационарное решение устанавливается по температурному перепаду на уровне 21 градуса. Такое завышенное значение получается из-за неучёта потерь на утечки, потерь в радиальном зазоре и теплопритоков извне.

Величины скоростей вдоль косога срез межлопаточного канала соплового аппарата изменяются неравномерно. Мгновенное распределение числа Маха указывает на существенную неравномерность распределения этого параметра, связанную с угловым положением рабочего колеса относительно лопаток соплового аппарата. Ускорение потока дополнительно происходит в районе выходных кромок рабочего колеса, создавая окружную неравномерность параметров потока, которая периодически меняется при прохождении лопаток рабочего колеса.

Для фиксации пульсаций давления выбраны четыре точки в зоне косога срез лопаток соплового аппарата, как показано на рисунке 3.

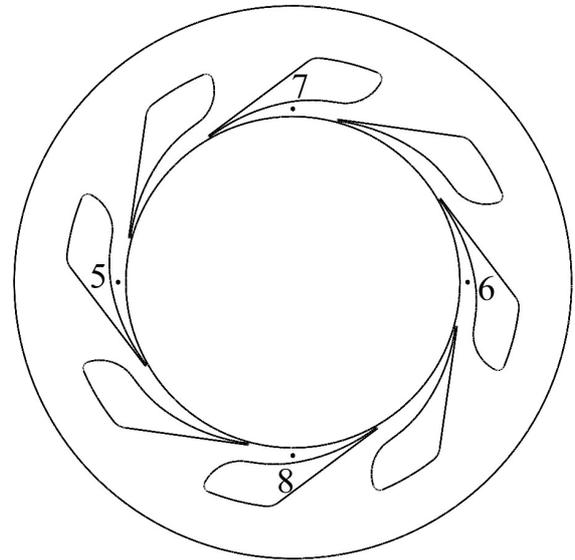


Рисунок 3. Точки фиксации давления в каналах соплового аппарата

Соответствующие графики изменения статического давления в указанных точках приведены на графике (рисунок 4). Сигналы пульсаций давления в противоположных точках 5-6 и 7-8 совпадают по фазе. Частота пульсаций давления соответствует частоте прохождения рабочих лопаток.

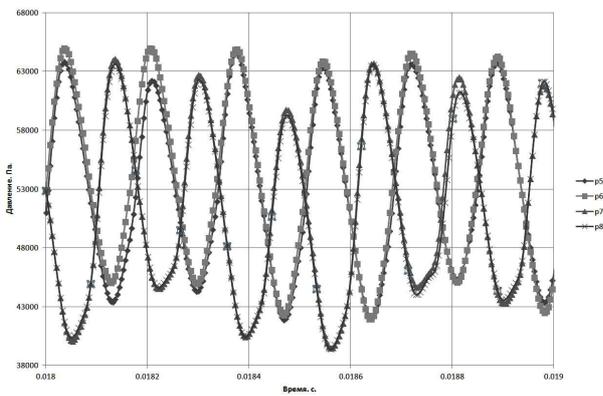


Рисунок 4. Пульсации давления в каналах соплового аппарата

Спектральный анализ пульсаций давления (рисунок 5) показывает, что тональная компонента с частотой следования лопаток доминирует в спектре, а её амплитуда составляет свыше 7000 Па.

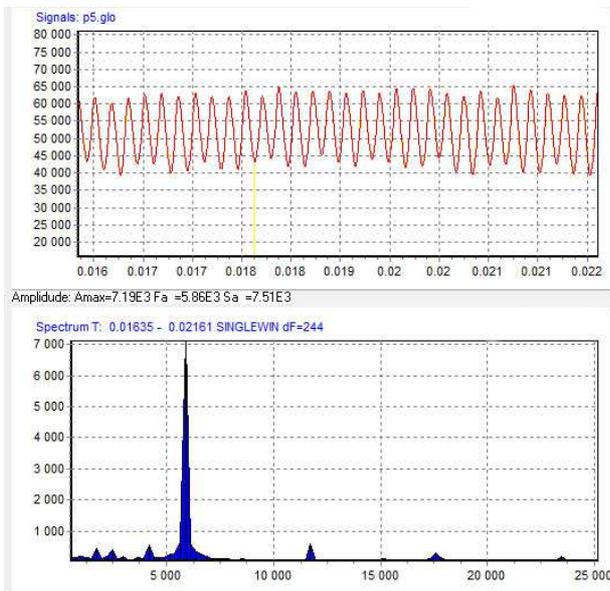


Рисунок 5. Сигнал и спектр пульсаций давления в точке 5

В ходе расчёта были определены нагрузки на лопатки соплового аппарата. Амплитуда силы, действующей на лопатку, составила 2 Н (рисунок 7).

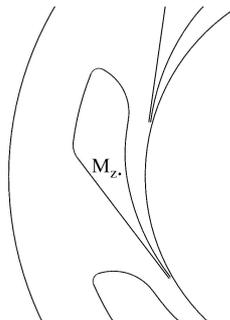


Рисунок 6. Точка приложения силы и момента

на лопатке соплового аппарата



Рисунок 7. Сила, действующая на лопатку соплового аппарата

## 6 Заключение

В результате численного моделирования нестационарного течения в турбодетандере криорефрижиратора получены мгновенные поля скоростей, распределения давления, температуры и числа Маха. Для определения пульсаций давления выбраны точки в зоне косого среза лопаток соплового аппарата. Проведён спектральный анализ полученных данных, который показал, что тональная компонента с частотой следования рабочих лопаток доминирует в спектрах пульсаций давления, а её амплитуда составляет свыше 7000 Па. Расчёт нагрузки на лопатку соплового аппарата даёт амплитуду силы 2 Н и амплитуду момента 0,03 Н м.

## Список использованных источников

- [1] Микулина, И.В. Техника низких температур [Текст] / под ред. Е.И. Микулина, И.В. Марфениной, А.М. Архарова. - М.: Энергия, 1975.
- [2] Елифанова, В.И. Низкотемпературные радиальные турбодетандеры. - М.: Машиностроение, 1974.
- [3] Hellström, Fredrik. Numerical computations of the unsteady flow in a radial turbine March 2008 [Text] / Fredrik Hellström // Technical Reports from Royal Institute of Technology KTH Mechanics SE-100 44/ - Stockholm, Sweden.
- [4] Software package for gas and fluid flow simulation FlowVision. Version 2.5.0. Manual CAPVIDIA. - Leuven, Belgium. - 1999-2007.
- [5] Wilcox, D. C., "Turbulence modeling for CFD" // DCW Industries, Inc. - 1994. - 460 p.

## NUMERICAL SIMULATIONS OF DYNAMIC LOADS IN AVIATION COMBINED PUMPS

**D.V. Klimenko**  
**S.F. Timushev**  
**V P. Firsov**  
**I.V. Antukhov**

Moscow Aviation Institute  
(National Research University)  
4, Volokolamskoye shosse,  
Moscow, 125993, Russia  
irico.harmony@gmail.com

*Modern cryostatting systems find important applications in power and space transportation systems. The cryostatting system is a closed hydraulic loop for the thermal management and control of thermal modes of superconducting cable lines, cryogenic rocket and space units fuel tanks. The working medium is liquid nitrogen. One of the main components of such a system is the criorefrigerator. In the criorefrigerator compression scheme is used with following expansion of neon in the turboexpander, machine with gas-static bearings. Urgent task in the design phase is to determine the pressure fluctuations in the flow of the turbo expander and dynamic loading of the structure. This paper presents the numerical simulation of unsteady gas-dynamic processes in the turbo expander radial turbine flow. Expansion turbine consists of mounted on the same shaft the radial turbine impeller and centrifugal compressor first stage, that also serves as a gas-dynamic brake. Gas is fed to the expander casing through two pipelines. Further, it is accelerated in the nozzle cascade and enters the turbine impeller blades. After expansion and reduction the temperature, the exhaust gas passes through the axial diffuser. Rotor speed is 25,200 rev / min. The geometry of the computational domain is developed in order to capture the main features of the flow in the working fluid cavity, including the geometry of fourteen working blades and eight vanes of the nozzle cascade. The computational domain is divided into three subregions: the casing of the nozzle cascade, rotor and exhaust part. The problem is solved with the use of so-called sliding surfaces which serve for transmitting the data from the rotor, where the calculation is carried out in a rotating coordinate system into the stator zone accounting an angular displacement and sub-grid interpolation. Time step chosen from the condition to ensure the angular displacement in one time step within a single cell of the computational grid. The instantaneous velocity, pressure, temperature and Mach number fields are obtained with calculations. Few points in the nozzle vane channel oblique zones are selected to fix pressure pulsations. The spectral analysis of the data reveal that the tonal component with blades passing frequency dominates the spectra of pressure pulsations, its amplitude is above 7000 Pa. Calculation of loading on nozzle blade gives the amplitude of force 2 N and amplitude of momentum 0.03 N m*

**Key words:** criorefrigerator; turbo-expender; sliding surface; numerical modelling; pressure pulsation spectra; blade passing frequency.

### References

- [1] Pod red. Mikulina, E.I., Marfeninoy I.V., Arxarova A. M. (1975) *Texnika nizkix temperatur* [Cryoengineering], E'nergiya, Moscow.
- [2] Epifanova, V.I. (1974) *Nizkotemperaturny'e radial'ny'e turbodetandery'* [Low temperature radial turbine expanders], Mashinostroenie, Moscow.
- [3] Hellström, Fredrik (2008) "Numerical computations of the unsteady flow in a radial turbine March 2008", *Technical Reports from Royal Institute of Technology KTH Mechanics SE-100 44*, Stockholm, Sweden.
- [4] *Software package for gas and fluid flow simulation FlowVision*, Version 2.5.0. Manual CAPVIDIA (1999-2007) Leuven, Belgium.
- [5] Wilcox, D. C., (1994) "Turbulence modeling for CFD", *DCW Industries, Inc.* 460 p.

УДК 621.59

## СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В ВАРИАНТАХ ТРУБЧАТОГО НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ЖИДКОСТНОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Д.В. Клименко  
С.Ф. Тимушев  
В.В. Корчинский  
Н. А. Лотков

Московский  
авиационный институт  
(национальный исследовательский  
университет)  
125993, Россия, г. Москва,  
Волоколамское шоссе, д. 4,  
А-80, ГСП-3,  
irico.harmony@gmail.com

*Применение трубчатых направляющих аппаратов позволяет сгладить импульс давления при прохождении рабочей лопатки, снизить амплитуду пульсаций давления и вибрации, а также существенно повысить динамическую прочность конструкции. Объясняется механизм снижения пульсаций давления и вибрации корпуса насоса при применении трубчатого направляющего аппарата. Актуальной проблемой является численное моделирование нестационарного потока в насосе для анализа вариантов отводов и их оптимизацией. Расчётный анализ проведён с применением метода «скользящих сеток». Приведены результаты расчётов и сравнительного анализа вариантов направляющего аппарата высокооборотного шнекоцентробежного насоса. В ходе вычислительных экспериментов определены сигналы и спектры пульсаций давления в разных точках отвода, а также энергетические параметры и потери энергии в отводе.*

**Ключевые слова:** Шнекоцентробежный насос; трубчатый направляющий аппарат; пульсации давления; частота следования лопаток.

### Обозначения

$t$  - время  
 $P$  - давление  
 $V$  - скорость жидкости  
 $k$  - кинетическая энергия турбулентности  
 $\varepsilon$  - скорость диссипации  
 $\mu$  - молекулярная вязкость  
 $\mu_t$  - турбулентная вязкость  
 $\rho$  - плотность жидкости

### 1 Введение

Важной задачей является повышение вибронадёжности турбонасосных агрегатов подачи жидкостных ракетных двигателей (ЖРД). Наиболее мощным источником вибрации являются высокооборотные шнекоцентробежные насосы. В спектрах пульсаций давления, вибрации и динамической деформации корпуса шнекоцентробежного насоса доминируют тональные компоненты на частоте следования рабочих лопаток и их гармониках. Эти колебания обусловлены нестационарным гидродинамическим взаимодействием неравномерного потока, выходящего из центробежного колеса, с лопатками направляющего аппарата. Проблема снижения

вибраций шнекоцентробежных насосов в составе турбонасосных агрегатов подачи (ТНА) жидкостных ракетных двигателей имеет критическое значение для обеспечения многократного использования реактивных двигателей. Исследованию пульсаций давления рабочей жидкости, вибрации и шума центробежных насосов и других турбомашин посвящено много работ, обзор некоторых из них приведён в источниках [5]. Очевидно, что при больших скоростях вращения ротора, что характерно для современных ТНА, гидродинамические источники дают основной вклад в энергетику вибрации. Экспериментальные данные показывают прямую связь между пульсациями давления в проточной полости ТНА и его виброакустическими характеристиками. Наличие интенсивных пульсаций давления характерно для всех типов центробежных насосов. При определённых условиях пульсации давления в проточной части центробежного насоса, например, в спиральной камере отвода, могут достигать величин, опасных для целостности конструкции. Изучение пульсаций давления в рабочей полости насоса даёт информацию о нестационарных нагрузках, действующих на элементы конструкции

ТНА - лопатки направляющего аппарата, рабочего колеса, корпус отвода и сборник центробежного насоса или лопатки рабочего колеса и соплового аппарата турбины. На рисунке 1 показаны спектры пульсаций давления в полости сборника, вибраций корпуса направляющего аппарата и динамической деформации в зоне сварного соединения сборника с корпусом направляющего аппарата для одного из шнекоцентробежных насосов [7]. Из этих данных видна прямая связь между пульсациями давления в проточной части и нестационарными нагрузками, действующими на ответственные элементы конструкции.



Рисунок 1. Амплитудно-частотные спектры шнекоцентробежного насоса

Спектральный состав вибрации и пульсаций давления в центробежных насосах представлен широкополосным фоном и ярко выраженными дискретными составляющими, уровень которых доминирует в спектрах пульсаций давления и вибраций. Этот вид нестационарных процессов присущ центробежным насосам, как и всем лопаточным машинам: он обусловлен шаговой неравномерностью потока на выходе из рабочего колеса. Поток в межлопаточном канале и на выходе центробежного колеса можно подразделить на две области - высокоэнергетическую струю и низкоэнергетическую зону следа. Такой характер течения определяет существенную неравномерность по шагу решётки колеса относительных и абсолютных скоростей и углов потока, так как низ-

коэнергетическая зона примыкает к нерабочей стороне лопатки. При прохождении лопаток рабочего колеса, вследствие рассмотренной выше неоднородности потока, происходит периодическое, с частотой следования рабочих лопаток, изменение давления в каждом канале направляющего аппарата и сборнике насоса. Особенно резкое изменение параметров потока происходит вблизи входных кромок лопаток направляющего аппарата и на языке улитки [1,2]. В результате нестационарного гидродинамического взаимодействия указанной неравномерности потока (вращающейся вместе с рабочим колесом) с отводящим устройством насоса возникают колебания на частотах, кратных частоте вращения ротора, включая так называемую частоту следования лопаток (ЧСЛ) и её высшие гармоники. Эти колебания могут быть особенно опасны при совпадении с собственными резонансными частотами элементов конструкции [4]. Одним из факторов снижения вибрации и пульсаций давления ЧСЛ является изменение геометрии направляющего аппарата (НА) - увеличение радиального зазора между центробежным колесом и входными кромками направляющих лопаток, применение «скоса» входных кромок НА, применение трубчатого НА. Опыт разработки ТНА ЖРД в ОАО «НПО Энергомаш» [3] подтверждает эффективность применения трубчатого направляющего аппарата: вместо лопаточного направляющего аппарата применяется отвод с круглыми сечениями каналов, что позволяет повысить динамическую прочность корпуса насоса, в том числе за счёт исключения тонких кромок и концентраторов напряжений. В настоящее время актуальной задачей является разработка методики концептуального профилирования трубчатого направляющего аппарата и оптимизация его геометрии для снижения пульсаций давления и вибрации при сохранении высоких энергетических параметров.

## 2 Численный метод

Для численного моделирования используется математическая модель несжимаемой жидкости с применением  $k-\varepsilon$  модели турбулентности [8].

В модели используются следующие уравнения в форме Навье-Стокса (осреднённые по объёму ячейки сетки) (1) с учётом уравнения неразрывности (2) :

### Уравнения Навье-Стокса

$$\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + \nabla(\mathbf{V} \otimes \mathbf{V}) = -\frac{\nabla P}{\rho} + \frac{1}{\rho} \nabla((\mu + \mu_t)(\nabla \mathbf{V} + (\nabla \mathbf{V})^T)),$$

$$\nabla \cdot \mathbf{V} = 0.$$

Эти уравнения дополнены соответствующими уравнениями модели турбулентности. Турбулентная вязкость  $\mu_t$  выражается через величины  $k$  -  $\varepsilon$  следующим образом

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}.$$

### Уравнения модели турбулентности

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \nabla(\mathbf{V}k) = \frac{1}{\rho} \nabla \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + \frac{G}{\rho} - (\varepsilon - \varepsilon_{ini}),$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \nabla(\mathbf{V}\varepsilon) = \frac{1}{\rho} \nabla \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + \frac{\varepsilon}{k} \left( C_1 \frac{G}{\rho} - C_2(\varepsilon - \varepsilon_{ini}) \right),$$

где  $\varepsilon_{ini}$  – начальное значение турбулентной диссипации. Через  $G$  обозначено выражение

$$G = \mu_{eff} \frac{\partial \mathcal{N}_i}{\partial x_j} \left( \frac{\partial \mathcal{N}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \mathcal{N}_j}{\partial x_i} \right).$$

Значения параметров модели турбулентности равны:

$$\sigma_k = 1; \sigma_\varepsilon = 1,3; C_\mu = 0,09; C_1 = 1,44; C_2 = 1,92.$$

Граничное условие на стенке задаётся с использованием численной аппроксимации логарифмического закона для тангенциальной компоненты скорости.

В качестве граничного условия на входе в расчётную область устанавливается нулевое статическое давление, то есть давление, равное опорному значению, которое принято равным 101000 Па. Объёмный расход задаётся значением нормальной компоненты скорости в выходном сечении расчётной области.

Численный метод реализован на сетке с ячейками в форме параллелепипедов, локальной адаптацией вблизи твёрдых границ

и интерфейсов «скользящая поверхность», а также подсеточным разрешением сложной геометрии. Во всей расчётной области вводится начальная прямоугольная сетка. Определяются зоны с особенностями геометрии или течения вблизи границ, в которых необходимо провести расчёт на более густой, чем начальная, сетке. Это обеспечивается заданием адаптации сетки вблизи соответствующего граничного условия. При этом расчётная ячейка в зоне адаптации делится на 8 равных ячеек. Далее, если необходимо, ячейки делятся ещё раз и так до достижения необходимого уровня адаптации. Ячейки начальной сетки называются ячейками уровня 0, ячейки, получаемые измельчением уровня 0, называются ячейками уровня 1 и т.д. При генерации сетки накладывается условие, что грани и ребра могут ограничить друг с другом только ячейками с номерами уровней, отличающимися не более, чем на единицу. Метод подсеточного разрешения геометрии предназначен для аппроксимации криволинейных границ. Ячейки, через которые проходит граница, расщепляются на 2, 3 и т.д. ячеек. При этом они теряют свою первоначальную форму параллелепипеда и превращаются в многогранники произвольной формы, в которых аппроксимируются уравнения математической модели.

В реализации численного метода используются так называемые «скользящие поверхности».

Передача параметров потока из вращающейся в неподвижную область расчёта производится через специальный интерфейс «скользящая поверхность», который обеспечивает интерполяцию параметров потока с учётом «виртуального» углового смещения сеток ротора и статора.

Поскольку обмен данными между ротором и неподвижными подобластями выполняется с помощью интерполяции на границе подобластей – на «скользящих» поверхностях, временной шаг итерационной процедуры выбирается так, чтобы в течение одной итерации взаимное смещение подобластей не превышало минимальных размеров ячейки конечно-разностной сетки в зоне «скользящих» поверхностей.

### 3 Расчётная область

Расчётная область состоит из трёх подобластей - подвода, ротора и отвода, виртуально объединённых по «скользящим поверхностям».

На рисунке 2 показана расчётная сетка, адаптированная к особенностям геометрии проточной части для шнекоцентробежного насоса с трубчатым направляющим аппаратом и одновитковым спиральным отводом.

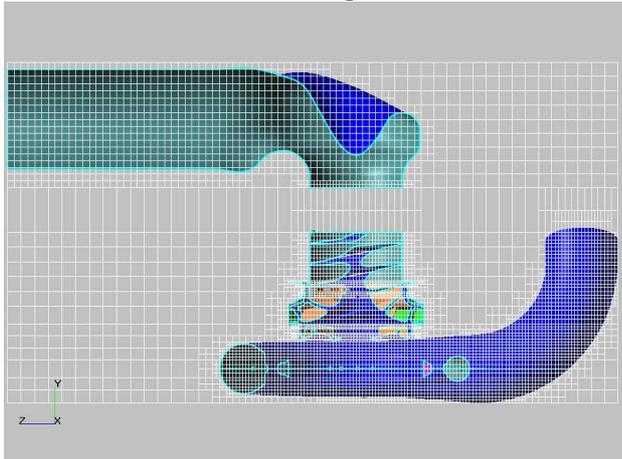


Рисунок 2. Расчётная сетка для одновиткового отвода с трубчатым НА

### 4 Геометрия вариантов отвода насоса

На рисунке 3 показана геометрия входной части отвода направляющего аппарата, которая в значительной степени влияет на амплитуду пульсаций давления и вибраций насоса на частоте следования рабочих лопаток и ее высших гармониках.

Трубчатый НА формирует на входном участке эллиптическую входную кромку, которая способствует «сглаживанию» генерируемого импульса давления при прохождении лопаток центробежного колеса.

На рисунке 4 эллиптическая входная кромка показана кривой  $МГ'М'$ .

В ходе вычислительных экспериментов проведён расчётный анализ для подтверждения характеристик трубчатого НА путем



Лопаточный НА

Трубчатый НА

Рисунок 3. Геометрия входного участка направляющего аппарата

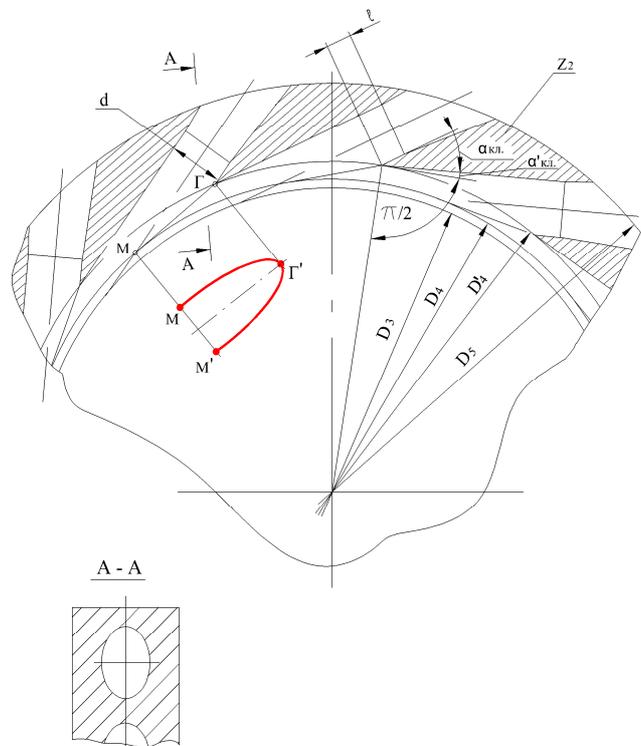


Рисунок 4. Трубчатый направляющий аппарат с круглыми каналами

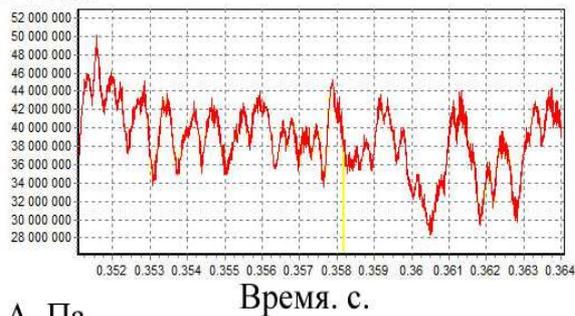
сравнения потерь энергии и пульсаций давления в каналах НА. В таблице 1 приведены данные сравнения потерь полного давления для лопаточного направляющего аппарата (прямоугольный канал) и для трубчатого НА (круглый канал).

Таблица 1. - Потери полного давления в различных вариантах конструкций НА

Вариант отвода (форма сечения)	Потери полного давления, Па
Лопаточный НА (прямоугольная)	8,31E+06
Трубчатый НА (круглая)	6,88E+06

Анализ потерь энергии в исследованных направляющих аппаратах показал, что наименьшие потери полного давления – 6,88 МПа достигаются в трубчатом НА. В лопаточном НА (прямоугольное сечение) потери выше на 0,15 МПа. Пульсации давления в каналах НА фиксировались в трёх точках: на входе, на выходе и в середине канала направляющего аппарата. На рисунках 5 и 6 приведены расчётные значения ( $P'$ ) и амплитуды спектральных составляющих ( $A$ ) пульсаций давления.

$P'$ , Па.



$A$ , Па

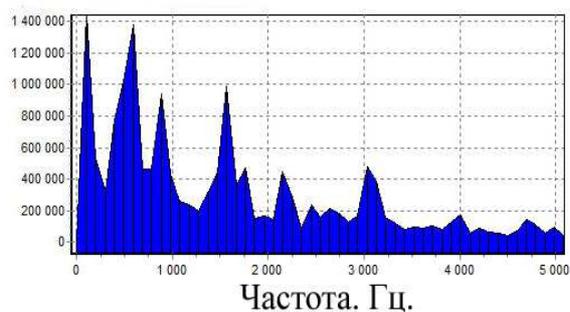
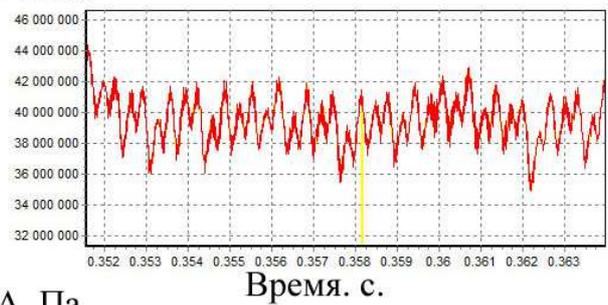


Рисунок 5. Пульсации давления на входе лопаточного НА

Пульсации ЧСЛ в спектрах выделяются на тональных компонентах 1540 Гц и 3080 Гц. Эти компоненты соответствуют прохождению основных (длинных) семи лопаток и второй гармонике ЧСЛ, высокая амплитуда которой обусловлена наличием семи дополнительных (укороченных) лопаток, расположенных между основными лопатками.

Применение трубчатого НА снижает амплитуду первой гармоники ЧСЛ в два раза.

$P'$ , Па.



$A$ , Па

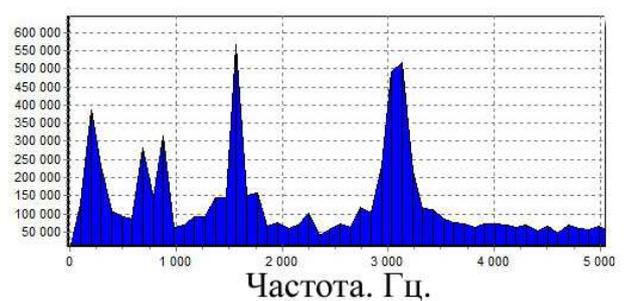


Рисунок 6. Пульсации давления на входе трубчатого НА

Аналогичный результат получен и в экспериментальных данных, где пульсации давления измерялись в выходном патрубке насоса (рисунок 7).

$A$ , МПа

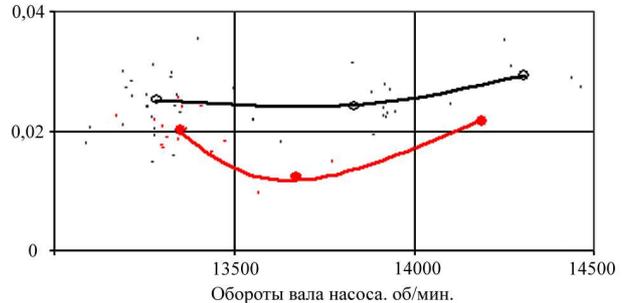


Рисунок 7. Пульсации давления на первой гармонике ЧСЛ в зависимости от числа оборотов насоса: ○ – лопаточный направляющий аппарат, ● – направляющий аппарат с каналами круглого сечения

## Заключение

Сравнительный анализ результатов численного моделирования нестационарного течения в шнекоцентробежном насосе ЖРД с разными вариантами направляющих аппаратов показал, что новый трубчатый направляющий аппарата с круглыми проходными сечениями каналов обеспечивает снижение амплитуды пульсаций давления на первой гармонике частоты следования лопаток в два

раза, а также обеспечивает снижение потерь полного давления. Эти результаты подтверждаются экспериментальными данными.

### Список использованных источников

- [1] Иванюшин, А.А. Экспериментальное исследование пульсаций давления за центробежным колесом / А.А. Иванюшин, Л.П. Наконечный // Гидравлические машины. - Харьков, 1980. - №14.
- [2] Измайлов, Р.А. Влияние языка спирального корпуса радиальных вентиляторов на их аэроакустические характеристики [Текст] / Р.А. Измайлов, В.Г. Караджи, Т.С. Соломахова // Повышение эффективности вентиляторных установок. - М., 1982.
- [3] Корчинский, В.В. Сравнительный анализ виброактивности насосов окислителя ЖРД РД171 и РД171М с направляющими аппаратами разной конструкции [Текст] / В.В. Корчинский, Е.Н. Ромасенко, А.П. Суворов // Сборник трудов НПО Энергомаш. - 2012. - №29.

[4] Покровский, Б.В. О снижении дискретных составляющих от неоднородности потока в спектре вращении центробежного насоса [Текст] / Б.В. Покровский, В.Я. Рубинов // Тезисы докладов к совещанию-семинару "Вопросы гашения вибраций и шумов в конструкциях и машинах". - Киров. - 1970.

[5] Тимушев, С.Ф., Пульсации давления и вибрации центробежных насосов / С.Ф. Тимушев, Л.А. Толстикова, С.А. Юновидов // Обзор по материалам отечественной и зарубежной печати за 1960--1983гг. ГОНТИ-17, серия IV. - 1985. - №42(22).

[6] Software package for gas and fluid flow simulation FlowVision. Version 2.5.0. Manual CAPVIDIA. - Leuven, Belgium. - 1999-2007.

[7] Timouchev S., Numerical Simulation of BPF Pressure Pulsation Field In Centrifugal Pumps. [Text] / S.Timouchev, J. Tourret // 19th International Pump Users Symposium, Houston, Texas (USA) 25-28 Feb 2002. Proceedings. - P.85-105

[8] Wilcox, D. C., (1994) "Turbulence modeling for CFD" // DCW Industries, Inc. 460 p.

## COMPARATIVE ANALYSIS OF PRESSURE PULSATIONS IN TUBULAR GUIDE CHANNELS OF THE LRE SCREW CENTRIFUGAL PUMP

**D.V. Klimenko  
S.F. Timushev  
V.V. Korchinsky  
N.A. Lotkov**

Moscow Aviation Institute  
(National Research University)  
4, Volokolamskoye shosse,  
A-80, GSP-3, Moscow,  
125993, Russia  
[irico.harmony@gmail.com](mailto:irico.harmony@gmail.com)

*Application of tubular guide channels allows to smooth the pressure pulse due to the rotor blade passage, reduce the amplitude of pressure pulsations and vibrations, as well as significantly improve the dynamic strength of the structure. The mechanism of reduction of pressure fluctuations and vibration of the pump casing when using tubular channels guide unit is explained. Urgent problem is the numerical simulation of unsteady flow in the pump outlets to assess options and make their optimization. Computational analysis was performed using the method of "sliding grid". The calculation results and comparative analysis of variants of the guiding unit of the high-speed screw centrifugal pump are outlined. In the computational experiments are determined signals and spectra of pressure pulsations at different points of the pump outlet path, energy parameters and energy loss in the pump outlet path.*

**Key words:** Screwcentrifugal pump; tubular guide channels; pressure pulsations; blade passing frequency

### References

- [1] Ivanyushin, A.A., Nakonechny'j L.P. (1980), "E'kperimental'noe issledovanie pul'sacij davleniya za centrobezny'm kolesom" ["Experimental study of pressure fluctuations behind the centrifugal wheel"], *Gidravlicheskie mashiny'*, Xar'kov, No 14.
- [2] Izmajlov, R.A., Karadzhi, V.G., Solomaxova, T.S. (1982), "Vliyanie yazy'ka spiral'nogo korpusa radial'ny'x ventilyatorov na ix ae'roakusticheskie karakteristiki" ["Experimental study of pressure fluctuations behind the centrifugal wheel"], *Povy'shenie e'ffektivnosti ventilyatorny'x ustanovok*, Moscow.
- [3] Korchinskij, V.V., Romasenko, E.N., Suvorov, A.P. (2012), "Sravnitel'nyj analiz vibroaktivnosti nasosov okislitelya ZHRD RD171 i RD171M s napravlyayushhimi apparatami raznoj konstruktsii" ["Comparative analysis of vibration activity of the oxidizer pumps LRE RD171 and RD171M with guide vanes of various design"], *Sbornik trudov NPO Energomash*, No 29.
- [4] Pokrovskij, B.V., Rubinov, V.Ya. (1970), "O snizhenii diskretny'x sostavlyayushhix ot neodnorodnosti potoka v spektre vbracii centrobezhnogo nasosa" ["About reduction of discrete components from the heterogeneity of flow in the vibration spectrum of a centrifugal pump"], *Tezisy' dokladov k soveshchaniyu-seminaru "Voprosy' gasheniya vibracij i шумов v kostrukciyax i mashinax"*, Kirov.
- [5] Timushev, S.F., Tolstikov, L.A., Yunovidov S.A. (1985), "Pul'sacii davleniya i vibracii centrobezhny'x nasosov" ["Pulsation and vibration of centrifugal pumps"], *Obzor po materialam otechestvennoj i zarubezhnoj pechati za 1960--1983gg*, GONTI-17, seriya IV, No 42(22).
- [6] *Software package for gas and fluid flow simulation FlowVision*, Version 2.5.0. Manual CAPVIDIA (1999-2007) Leuven, Belgium.

- [7] Timouchev, S., Tourret, J., "Numerical Simulation of BPF Pressure Pulsation Field In Centrifugal Pumps"  
*19th International Pump Users Symposium*, Houston, Texas (USA) 25-28 Feb 2002. Proceedings, pp.85-105.
- [8] Wilcox, D. C., (1994) "Turbulence modeling for CFD", *DCW Industries, Inc.* 460 p.

## Цели и тематики журнала

Журнал «Динамика и виброакустика машин»

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: вопросам взаимодействия рабочей среды и твёрдых границ; течениям, вызывающих повышенный уровень шума и вибрации; течению в каналах и трубах; течению в биологических системах; струям; мультифазному течению; гидродинамике надводных и подводных аппаратов; турбулентности и волнам; динамике; динамике машин; поведению систем; долговечности; надёжности; процессам проектирования и изготовления; мехатронным системам; энергетическим установкам; робототехническим системам; транспортным средствам; биомедицинским системам.

## Aims 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. Our journal disseminates 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 and bio-medical systems.