



Выпуск №3, 2021

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

published by
Samara University

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

Главный редактор

Шахматов Е.В. – д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Заместители главного редактора:

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

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

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

Технический редактор

Галкина Н.В. – доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Ответственный секретарь

Галкина Н.В. – доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Российские члены редакционной коллегии:

Балякин В.Б. – д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

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

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

Жернаков В.С. – д.т.н., профессор, Уфимский государственный авиационный технический университет (г. Уфа, РФ);

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

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

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

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

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

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

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

Равикович Ю.А. – д.т.н., профессор, Московский авиационный институт (г. Москва, РФ);

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

Фалалеев С.В. – д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

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

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

Иностранные члены редакционной коллегии:

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

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

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

Линияма М. – профессор технологического университета (г. Тампере, Финляндия);

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 – Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, Russian Federation).

A.I. Ermakov – Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);

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

H. Handroos – Prof., Head of the Laboratory of Smart Machines, Lappeenranta University of Technology (Lappeenranta, Finland).

Technical Editor:

N.V. Galkina – associate professor (Samara University, Samara, Russian Federation).

Executive Editor:

N.V. Galkina – associate professor (Samara University, Samara, Russian Federation).

Editorial board Russian members:

V.B. Balyakin – Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);

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

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

V.S. ZHernakov – Doctor of Science (Eng.), Prof. (Ufa State Aviation Technical University, Ufa, Russian Federation);

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

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

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

A.B. Meisel – Doctor of Science (Eng.), Prof. (St. Petersburg State University of Film and Television, St. Petersburg, Russian Federation);

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

S.G. Matveev – Candidate of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

F.V. Parovay – Candidate of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

I.U.A. Ravikovich – Doctor of Science (Eng.), Prof. (MAI, Moskva, Russian Federation);

V.Ya. Sverbilov – Candidate of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

S.V. Falaleev – Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);

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

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

Editorial office foreign members:

A. Vacca – Professor (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);

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

Ya. Strichek – Professor (The University of Wrocław (UWr), Wrocław, Poland);

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

ЦЕЛИ И ТЕМАТИКИ ЖУРНАЛА

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

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

Тематика работ, публикуемых в нашем журнале, посвящена:

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

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

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

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

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

PURPOSES AND SCOPE

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

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

Area of interests include but is not limited to:

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

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

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

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

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

СОДЕРЖАНИЕ

О ФОРМИРОВАНИИ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Е.В. Шахматов, Т.А. Чубенко 6

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ОСТАТОЧНОГО СРОКА СЛУЖБЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО НАСОСА С ПРИМЕНЕНИЕМ МЕТОДОВ МАШИННОГО ОБУЧЕНИЯ

А.М. Гареев, А.Б. Прокофьев, Ю.П. Рыжкова, Д.М. Стадник 13

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПУЛЬСАЦИОННОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ МАЛОРАСХОДНОГО ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА

Е.А. Браун, Л.В. Родионов 22

МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ВИБРОЗАЩИТЫ МАШИН НА ОСНОВЕ УПРУГОДЕМПФИРУЮЩЕГО ПОРИСТОГО МАТЕРИАЛА

Е.В. Шахматов 30

ИССЛЕДОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ГИДРОПРИВОДА

С. А. Дубова 35

**Е.В. Шахматов,
Т.А. Чубенко**

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С.П. Королёва

Московское шоссе, 34,
г. Самара, Российская Федерация
443086

shakhmatovev@mail.ru

О ФОРМИРОВАНИИ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

В статье представлен краткий анализ результатов работы научной школы академика РАН В. П. Шорина по созданию методов и средств устранения колебаний в трубопроводных цепях пневматических и гидравлических систем. Изложены принципы построения и возможные структуры гасителей вынужденных колебаний рабочей среды, а также критерии и методы оценки эффективности действия гасителей. Показана возможность использования гасителей колебаний в качестве корректирующих устройств для обеспечения устойчивости гидромеханических систем управления и выравнивания частотных характеристик измерительных трубопроводных цепей.

Ключевые слова: гаситель колебаний; трубопроводная цепь; устойчивость

1 Введение

Гидравлические и газовые системы весьма разнообразны по конфигурации, размерам и входящим в их состав элементам. Однако во всех случаях при расширении функциональных задач, увеличении мощности и одновременном усложнении структур систем, увеличении числа агрегатов и протяжённости трубопроводов растут удельные параметры и интенсифицируются процессы в устройствах автоматики и трубопроводных связях. При этом на работоспособность каждой из выделенных систем существенное влияние оказывают пульсации давления и расхода рабочих тел.

Снижение интенсивности колебаний рабочей среды не только обеспечивает надёжность работы ответственных узлов систем, но в ряде случаев является необходимым условием и функционирования.

2 Методы устранения колебаний рабочей среды

Установлено, что основным видом разрушения трубопроводов и элементов систем являются вибрационные разрушения, а одним из главных источников возбуждения

механических колебаний является пульсирующий поток рабочей среды. Уменьшение амплитуд колебаний давления допускает снижение запасов прочности и, следовательно, снижение массы систем.

Пульсации потока рабочей среды представляют одну из причин разгерметизации соединений.

Функциональная и параметрическая надёжность систем в значительной мере снижается вследствие воздействия пульсаций на чувствительные элементы агрегатов систем. Переменное давление вызывает незатухающие колебания клапанов, золотников и сервопоршней, что, в свою очередь, приводит к их чрезмерному износу, появлению наклёпа и задиоров на рабочих поверхностях.

Взаимодействие периодических процессов в трубопроводах с рабочими органами механизмов - один из факторов, влияющих на устойчивость их работы. Переменное давление в трубопроводах служит источником погрешностей гидроусилителей следящих систем и является причиной нарушения их первоначальной настройки. Колебательные процессы оказывают значительное влияние на характеристики, КПД и надёжность насосов. В настоящее время имеется несколько направлений в решении проблемы

предупреждения и устранения колебаний рабочей среды в гидравлических и газовых системах. В статье представлен краткий обзор методов и средств устранения колебаний рабочей среды, изложенных монографии "Формирование динамических свойств трубопроводных цепей" [1], выпущенной по результатам работы научной школы академика РАН В. П. Шорина.

Возникновение колебаний рабочей среды в трубопроводных цепях связано с несовершенством рабочего процесса нагнетательных устройств, вихреобразованием в потоках жидкости, автоколебательными процессами в агрегатах автоматики и распределительных элементах, неравномерностью процессов горения. Периодические режимы в цепях могут быть обусловлены передачей механических колебаний через податливые стенки арматуры, периодическим характером действия массовых сил и т. п.

Качественное и количественное исследования физической картины образования колебаний, выяснение основных причин происхождения отдельных составляющих спектра и определение зависимости величины амплитуд и состава спектра частот от характеристик узлов цепи являются основными этапами в решении задачи устранения колебаний. В настоящее время распространены три способа устранения колебаний в трубопроводных системах (рисунок 1).

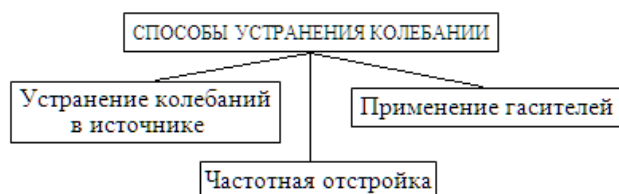


Рисунок 1. Способы устранения колебаний в трубопроводных цепях

Борьба с колебаниями в самом источнике - наиболее естественный и радикальный путь к устранению колебаний. В его основе лежит глубокое изучение тех сторон рабочего процесса, которые связаны с первопричинами возникновения колебаний,

и нахождение способов совершенствования системы. Любые успехи в направлении подавления колебаний в источнике приводят к созданию систем, обладающих, как правило, большим ресурсом и большой надёжностью. Однако часто приходится считаться с тем, что устранение колебаний в источнике оказывается связанным с необходимостью значительных конструктивных переделок отдельных агрегатов или системы в целом. Методы воздействия на механизм возникновения колебаний не являются универсальными. В каждом конкретном случае требуется проведение специальных исследований. В ряде случаев сам принцип организации рабочего процесса в элементах систем предопределяет генерирование колебаний рабочей среды значительной амплитуды.

Распространены методы снижения уровня колебаний, относящиеся к частотной отстройке цепи. Переносом агрегатов, изменением длин и конфигураций трубопроводов можно добиться наилучшей компоновки, при которой частоты собственных колебаний максимально удалены от частот колебаний, генерируемых источником. Частотная отстройка наиболее эффективна в случаях фиксированных частот и узкого спектра генерируемых колебаний; может также использоваться при подавлении автоколебаний. При этом необходимо контролировать возможности появления резонансов на кратных, а для нелинейных систем - на дробных частотах. Поиск оптимальной компоновки цепи наиболее целесообразен на стадии проектирования системы. Для широкополосных спектров возбуждаемых колебаний, изменяющихся в зависимости от режима работы системы, частотная отстройка становится неэффективной, так как подавление колебаний на одних резонансных частотах угрожает возбуждением на других.

Когда рациональным выбором параметров гидравлической цепи невозможно добиться снижения уровня колебаний до приемлемого уровня,

прибегают к введению в цепь гасителей колебаний.

Подавление колебаний рабочей среды с помощью специальных гасителей получает всё более широкое распространение в различных системах благодаря следующим обстоятельствам. Гасители в большинстве своём отличаются конструктивной простотой и надёжностью. Установка их в систему не связана с крупными изменениями в компоновке. Существенно снижается время на доработку трубопроводных систем. Гасители стабилизируют граничные условия на агрегатах вне зависимости от характеристик присоединяемых систем, что особенно важно для многоцелевых агрегатов (насосов, регуляторов). Тем самым упрощается отработка таких агрегатов в стендовых условиях. Разработка некоторых схем гасителей оказывается возможной в условиях ограниченной информации о системе (расчёт гасителя по «собственным» характеристикам). Определённые схемы гасителей обеспечивают эффективный разрыв обратных связей в автоколебательных системах или максимальный вынос энергии из автоколебательных систем. Поскольку применение гасителей практически не ограничивает варианты компоновки системы (прежде всего, за счёт отсутствия ограничений по пульсациям), конструкторы-проектировщики получают большие возможности для оптимизации системы по другим техническим требованиям, без учёта пульсаций.

Известный опыт в создании устройств подавления колебаний рабочей среды накоплен применительно к газовым системам. Сюда, прежде всего, следует отнести работы в области шумоглушения и компрессоростроения.

Во многих случаях пути создания гасителей колебаний для трубопроводных цепей, в которых как рабочее тело используется капельная жидкость, остаются те же, что и для газовых магистралей, если не считать отдельных специфических

особенностей. Нельзя механически применять конструкции гасителей, разработанные для газовых сред, при подавлении колебаний капельной жидкости не только из-за иных относительных размеров длин звуковых волн, но и из-за во много раз большей массовой плотности и вязкости среды, много большего «удельного акустического» сопротивления, больших средних давлений в системе и большей энергии колебаний.

В общем случае гаситель, как специальное включение в трубопроводную цепь, должен препятствовать распространению колебаний среды либо за счёт механического воздействия на поток, вызывающего необратимые потери колебательной энергии, либо за счёт упругоинерционного воздействия, вызывающего перераспределение энергии в спектре колебаний. Поэтому все известные конструкции гасителей колебаний базируются на двух принципах.

1. На принципе локализации энергии источника колебаний на определённом участке системы.

2. На принципе поглощения энергии источника колебаний.

Гасители первого типа называют реактивными, второго – диссипативными. Реактивные гасители работают как акустические фильтры, препятствующие прохождению колебаний определённых частот от источника в трубопроводную цепь. Эти частоты зависят от массы и упругости рабочей среды в элементах гасителя. В диссипативных гасителях энергия колебаний рассеивается за счёт вязкого или внутреннего трения.

Разделение гасителей на указанные типы в известной мере условно, так как характер работы гасителя, прежде всего, зависит от его взаимодействия с трубопроводной системой в целом, а не от вида входящих в его состав элементов. Действительно, при введении в систему простейшего гасителя в виде дроссельного пакета или шайбы реализуется в общем случае не только поглощение, но и отражение колебаний.

Классификация структур гасителей и их электрических аналогов представлена на рисунке 2. Здесь структуры разделены на пять блоков. В блоке А приведены схемы простейших гасителей.

Динамические модели этих устройств представляются в виде двухполюсников, однако для общности последующего анализа на рисунках приведены их схемы и в виде четырёхполюсников [2]. По аналогии с электрическими цепями, простейшими элементами, преобразующими сигналы в гидромагистралях, являются: гидродроссель (аналог активного сопротивления), расширительная полость или упругая перегородка (аналоги электрической емкости), проточный канал зауженного по отношению к основной магистрали сечения (аналог индуктивности). Эффект от их действия реализуется за счет диссипации (гидродроссель) или перераспределения (расширительная полость, проточный канал) энергии колебательного потока.

Для достижения большей эффективности гашения колебаний применяют двухэлементные гасители в виде:

- последовательного резонансного контура, размещаемого в ответвлении по отношению к основной магистрали (рисунок 2.А2);
- параллельного резонансного контура, устанавливаем непосредственно на пути распространения колебаний в основной магистрали (рисунок 2 А4);
- RL-фильтра, размещаемого также в основной магистрали (рисунок 2.А3).

Введением в структуры А2... А4 дополнительных активных и реактивных элементов достигается изменение вида их частотных характеристик.

Выбор структуры гасителей (от простейших схем А до более сложных многосвязных и комбинированных Б, В, Г, Д), расчёт и проектирование их подробно изложены в монографии [1].

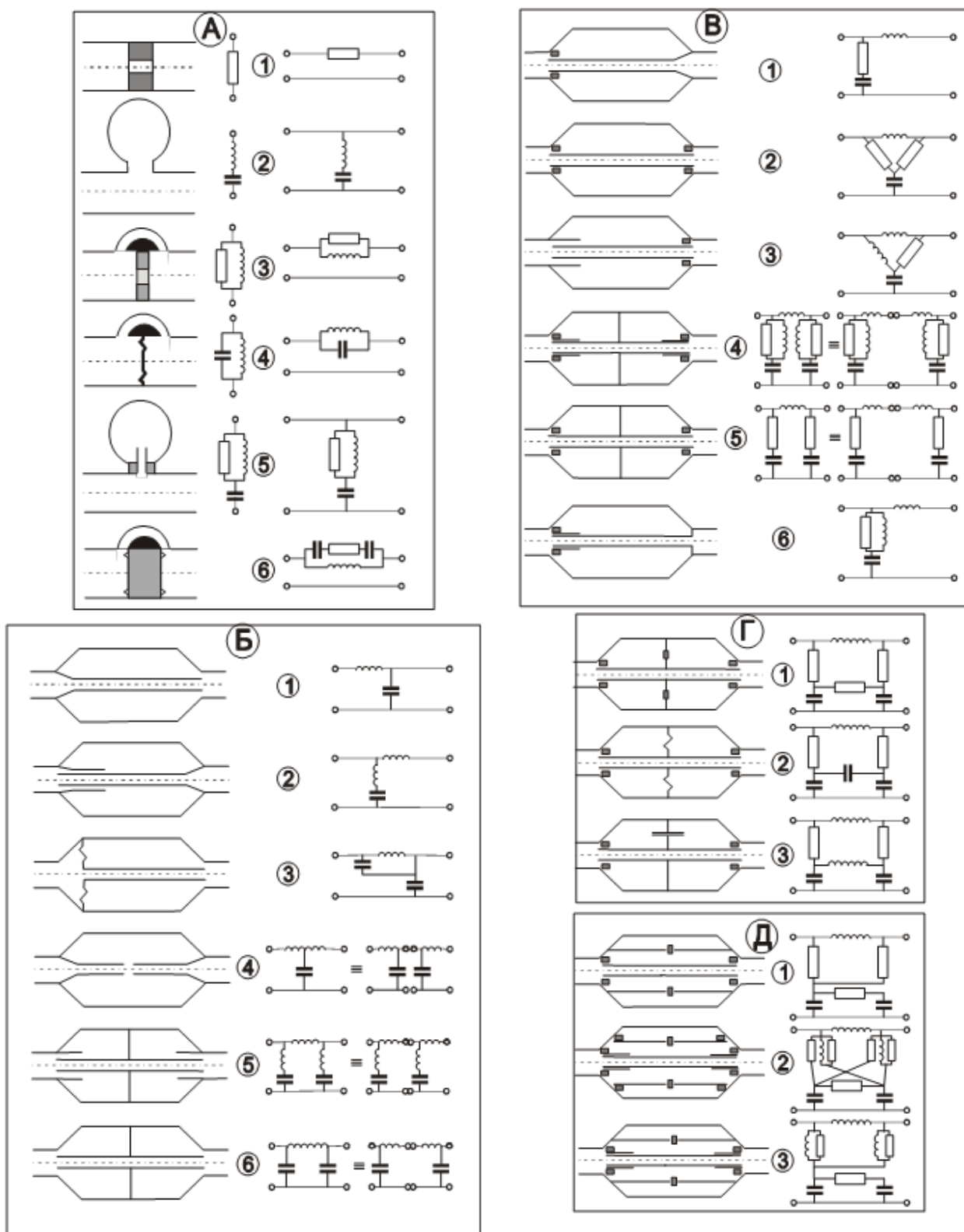


Рисунок 2. Классификация структур гасителей

Для оценки эффективности действия гасителя используется коэффициент вносимого затухания $K_{вн}$, который в случае

использования простейшего гасителя (дрессельной шайбы, жиклера) определяется по формуле [1]:

$$K_{\text{вн}} = \left| 1 + \frac{z_r}{z_n + z_n} \right|, \quad (1)$$

где z_r – импеданс гасителя, z_n – импеданс источника колебаний, z_n – импеданс нагрузки (системы, расположенной за гасителем).

В монографии представлены методы расчёта эффективности гасителей не только для случая сосредоточенных параметров, но и для условий распределённости параметров в трубопроводной цепи с учётом отражения и затухания на входе и выходе гасителя колебаний.

Гасители акустического типа являются одним из эффективных средств подавления вынужденных колебаний рабочей среды в гидравлических системах. Выбор параметров гасителей по описанным в предыдущих разделах методикам проводится из условия:

$$K_{\text{вн}} \geq K_{\text{вн.тр}} \text{ при } \omega \in [\omega_1; \omega_2], \quad (2)$$

где $K_{\text{вн}}$, $K_{\text{вн.тр}}$ – фактическое и требуемое значения коэффициента вносимого затухания; ω – круговая частота колебаний; ω_1 и ω_2 – нижний и верхний пределы диапазона частот подавляемых колебаний. В качестве дополнительного используется условие обеспечения гидравлического сопротивления устройства не выше заданного, $K_g \leq K_{g \text{ доп}}$ – фактическое и допустимое значения гидравлического сопротивления гасителя. Однако такой выбор параметров гасителей для гидравлических цепей систем управления может привести к невыполнению требований по качеству регулирования, в частности к отклонению выходного параметра цепи в переходном процессе выше допустимой нормы. Для нормального функционирования системы управления с гасителем колебаний необходимо, чтобы одновременно выполнялись требования по подавлению повышенных колебаний

рабочей среды (2) и по динамической точности системы:

$$\Delta \bar{x}_p(t) \leq \Delta \bar{x}_{p \text{ доп}}(t),$$

где $\Delta \bar{x}_p(t)$, $\Delta \bar{x}_{p \text{ доп}}(t)$ – фактическое и допустимое относительные отклонения выходного (регулируемого) параметра системы, обусловленные установкой гасителя колебаний. Решение этой задачи представлено в монографии [1].

3 Заключение

Таким образом, в статье показаны основные подходы к выбору методов и средств устранения колебаний в трубопроводных системах, изложенные в монографии [1]. Кроме этого в монографии рассмотрены вопросы обеспечения устойчивости систем управления за счёт использования гасителей колебаний в качестве корректирующих устройств. Даны методики выбора параметров гасителей для коррекции динамических характеристик систем управления с целью повышения запасов устойчивости работы регуляторов и систем управления в целом.

И, наконец, представлены материалы по использованию корректирующих устройств для выравнивания частотных характеристик измерительных трубопроводных цепей, что очень важно для обеспечения точности контроля параметров в труднодоступных элементах пневмогидросистем.

Список литературы

[1] Формирование динамических свойств трубопроводных цепей: монография / Н. Д. Быстров, А. Г. Гимадиев, А. Н. Головин [и др.]; под редакцией В. П. Шорина. – Самара: Издательство Самарского университета, 2020.-328 с. :ил.

[2] Устранение колебаний в авиационных трубопроводах: монография/В.П. Шорин. – Москва: Машиностроение, 1980.-156с.:ил.

Shakhmatov E. V.
Chubenko T. A.
**ON THE FORMATION OF DYNAMIC PROPERTIES OF
PNEUMATIC AND HYDROMECHANICAL SYSTEMS**

Samara University,
Moskovskoe shosse 34, Samara, 443086
shakhmatovev@mail.ru

The article presents a brief analysis of the results of the work of the scientific school of the Academician of the Russian Academy of Sciences V.P. Shorin on the creation of methods and means for eliminating oscillations in pipeline chains of pneumatic and hydraulic systems. The principles of construction and possible structures of dampers for forced vibrations of the working medium, as well as criteria and methods for assessing the effectiveness of the dampers are stated. The possibility of using vibration dampers as correcting devices to ensure the stability of hydromechanical control systems and equalize the frequency characteristics of measuring pipeline circuits is shown.

Key words: *vibration damper; pipeline chain; stability*

Reference

- [1] Bystrov N.D., Gimadiev A.G., Golovin A.N. [and others]; edited by V.P. Shorin. Formation of dynamic properties of pipeline chains: monograph. Samara: Samara University Publishing House, 2020. 328 p.
- [2] Shorin V.P. Elimination of vibrations in aviation pipelines. Moscow: Mechanical Engineering, 1980. 156 p.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ОСТАТОЧНОГО СРОКА СЛУЖБЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО НАСОСА С ПРИМЕНЕНИЕМ МЕТОДОВ МАШИННОГО ОБУЧЕНИЯ

А.М. Гареев
А.Б. Прокофьев
Ю.П. Рыжкова
Д.М. Стадник

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва

Московское шоссе, 34,
г. Самара, Российская Федерация,
443086

gareyev@ssau.ru

В настоящей статье рассматривается алгоритм формирования выборки для машинного обучения в целях фиксации тенденции совокупного ухудшения характеристик гидравлического насоса (кумулятивная деградация – cumulative degradation), которое отражается на эффективности его работы и проявляется в виде падения объемного КПД.

Для генерации данных используется имитационная модель типовой станции подачи рабочей жидкости в технологических комплексах, разработанная в программе SimulationX. Описаны переходные процессы изменения давления в системе, из анализа которых прослеживается тенденция снижения средней составляющей сигнала давления, что используется в качестве диагностического признака – индикатора состояния системы. А также рассматривается пример, описывающий возможность оценки остаточного срока службы системы на основе данных, характеризующих прошлое состояние системы, и может быть адаптирован при формировании более сложной базы с учетом применения искусственных нейронных сетей.

Ключевые слова: гидравлическая система; надежность; неисправное состояние; динамические процессы; рабочая жидкость; кумулятивная деградация; искусственные нейронные сети

1 Введение

Гидравлические системы (ГС) зачастую выполняют ключевые функции в составе сложных технических объектов [1], что делает задачу обеспечения их надёжности весьма актуальной. Одним из важных вопросов в дисциплине "Надежность и диагностика" является прогнозирование остаточного срока службы системы (Remaining Useful life (RUL)). Обеспечение требуемого уровня надёжности ГС достигается, в первую очередь, применением современных подходов, базирующихся на методах машинного обучения. Данные методы позволяют реализовать упреждающий подход, при котором можно заблаговременно обнаружить возможный отказ еще на этапе их зарождения, а также прогнозировать динамику изменения технического состояния системы. Для реализации методов машинного обучения необходимо иметь соответствующие

массивы данных - обучающие выборки, составленные на основе моделирования динамических процессов в гидравлических системах или их экспериментальных исследований в исправном и неисправном состояниях при управляющем и возмущающих воздействиях.

Существуют два класса методов оценки RUL: методы на основе моделирования физических процессов разрушения (обычно применяются на уровне материала или компонента) и методы на основе данных, которые в последнее время становятся популярными ввиду возможности быстрой разработки алгоритмов накопления, хранения и обработки информации [1]. Обычно методы на основе данных включают линейную/нелинейную регрессии, модели авторегрессии-скользящего среднего (ARMA), искусственные нейронные сети, системы нечеткой логики и др [2].

2 Исследование динамических процессов в ГС

Исследование динамических процессов в ГС посредством моделирования является важным этапом при разработке систем диагностирования, так как позволяет решить следующие задачи:

- выявить ключевые особенности работы узлов ГС;
- провести сравнительный анализ влияния неисправностей в ГС на его характеристики;
- определить места установки и количество датчиков в ГС;
- сформировать базу данных в виде массивов значений параметров ГС, полученных при различных его состояниях (в случае успешной верификации).

При моделировании динамических процессов в ГС в настоящей работе были включены в расчет следующие эффекты / допущения:

- трубопроводы рассматриваются как RLC элементы, то есть учитываются емкость, инерционность и активные потери;

- учитываются пульсации расхода шестеренного насоса;
- электродвигатель моделируется как апериодическое звено с постоянной времени 0,2 с.

На рисунке 1 представлен увеличенный фрагмент переходных процессов изменения производительности насоса, который показывает характер изменения пульсационной составляющей сигнала. Его анализ показывает, что первая зубцовая частота составляет 500 Гц, амплитуда пульсаций действительной производительности (расхода) насоса меньше теоретической, а их форма несколько изменена из-за наличия внутренних утечек и задержки сигнала изменения давления во внутренних полостях насоса. Проводя измерения расхода в высокочастотной области можно сравнивать текущие формы (профили) пульсаций с исходными (эталонными) и проводить на основе этого анализ диагностического состояния насоса.

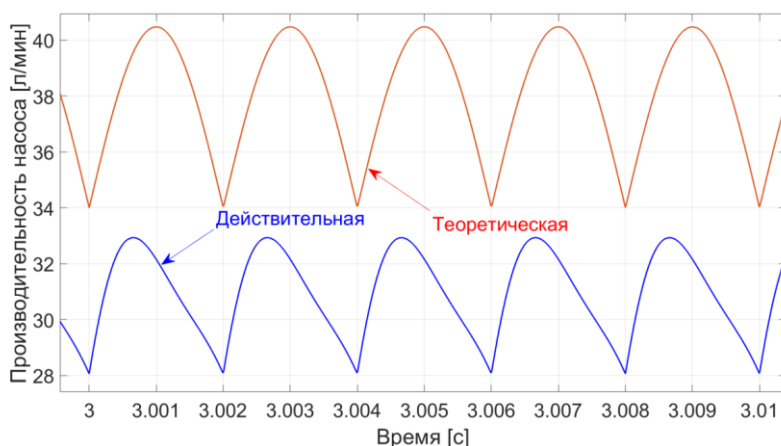


Рисунок 1. Графики пульсаций расхода шестеренного насоса

Наличие неисправностей в системе приводят к деформации её динамического портрета, который представляет собой совокупность переходных процессов изменения параметров. Вариации неисправностей могут приводить к различным величинам отклонений по отношению к исходной системе. При этом

важным является необходимость выбора из всей совокупности изменяющихся параметров только тех, которые обладают наибольшей информативностью. Для решения этой задачи необходимо провести сравнительный анализ переходных процессов, полученных при различных условиях ее "нагрузки". В качестве сигнала управления можно использовать

источник белого шума с нормальным распределением (рисунок 2). Время между

срабатываниями распределителя составляет 1,5 с.

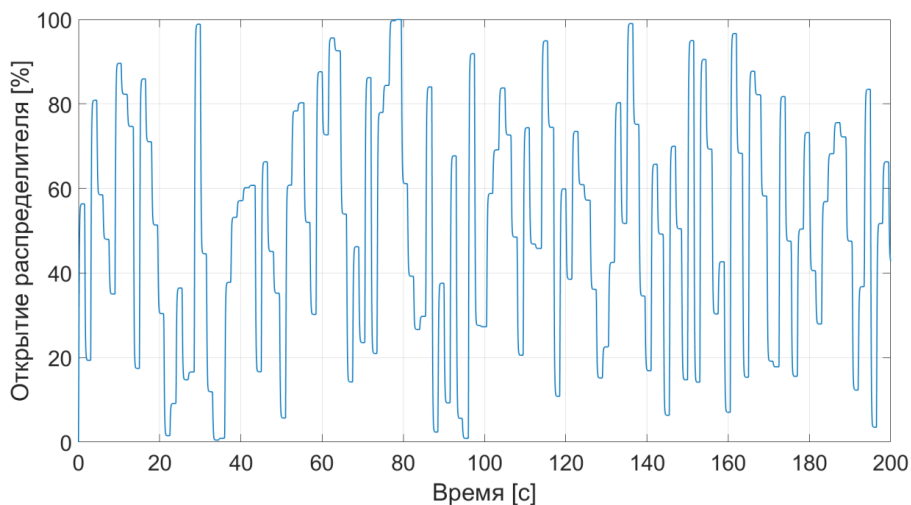


Рисунок 2. Временная реализация открытия пропорционального распределителя по случайному закону с равномерным распределением в ГС

На рисунке 3 показан пример анализа одного из полученных результатов. Видно, что утечка жидкости оказывает влияние на динамический портрет исправной ГС: изменяются стационарные (установившиеся) значения параметров, при этом их градиенты меняются незначительно. Ключевой особенностью, которую можно выявить при анализе процессов с данной неисправностью, является их в некоторой степени эквидистантное смещение по отношению к характеристикам ГС в

исправном состоянии. Очень важным фактором является величина утечки. Распознавание (определение) утечки на реальной установке, значение которой находится в пределах погрешности датчика, может оказаться затруднительным. В качестве наиболее информативных параметров, по которым можно выявить различия, являются давление на выходе из насоса (или в полости пневмогидроаккумулятора) и расход через распределитель.



Рисунок 3. Переходные процессы изменения давления в пневмогидроаккумуляторе для исправной и неисправной ГС

3 Исследование характеристик насоса

В настоящей работе также рассматривается алгоритм формирования выборки для машинного обучения, позволяющий определить совокупное ухудшение характеристик насоса (кумулятивная деградация - cumulative degradation), которое отражается на эффективности его работы и проявляется в

виде падения объемного КПД [3]. Для генерации данных используется имитационная модель типовой станции подачи рабочей жидкости в технологических комплексах, разработанная в программе SimulationX. Подробное описание системы приведено в работе [4]. В качестве входных данных используются значения объемного КПД, графики изменения которых представлены на рисунке 4.

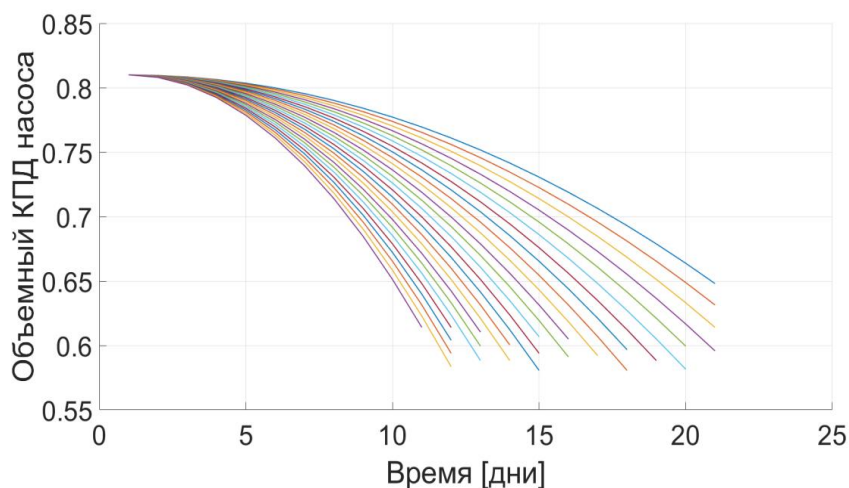


Рисунок 4. Изменение объемного КПД шестеренного насоса вследствие его кумулятивной деградации

В результате моделирования с учетом значений объемного КПД насоса, представленных выше, получены переходные процессы изменения давления в системе (рисунок 5). При этом в качестве возмущающего воздействия, оказываемого

со стороны распределительной и исполнительной подсистем, используется срабатывание пропорционального распределителя по случайному закону. График представляет собой совокупность выборок с продолжительностью записи 200 с и наложенных на одну временную шкалу.

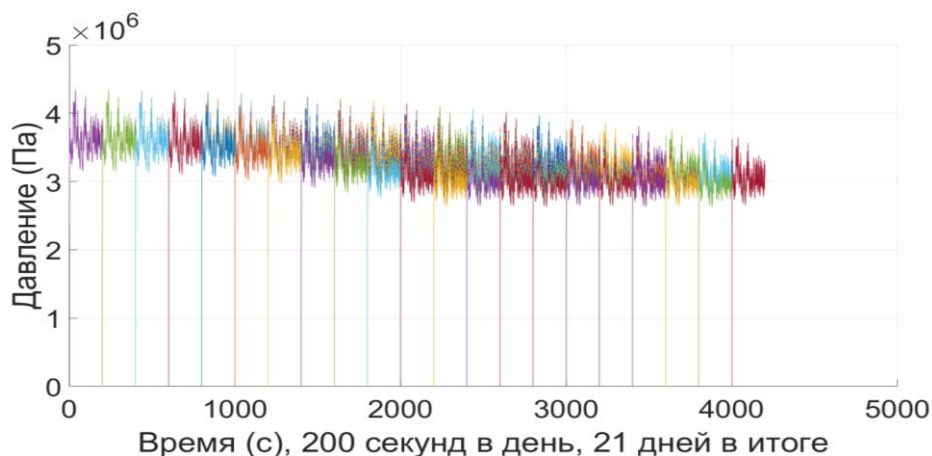


Рисунок 5. Изменение давления в системе при снижении объемного КПД насоса

Из анализа графика на рисунке 5 прослеживается тенденция снижения средней составляющей сигнала давления, что может быть использовано в качестве диагностического признака - индикатора

состояния системы. На рисунке 6 представлен график изменений средних значений, полученных для каждой выборки сигнала давления.

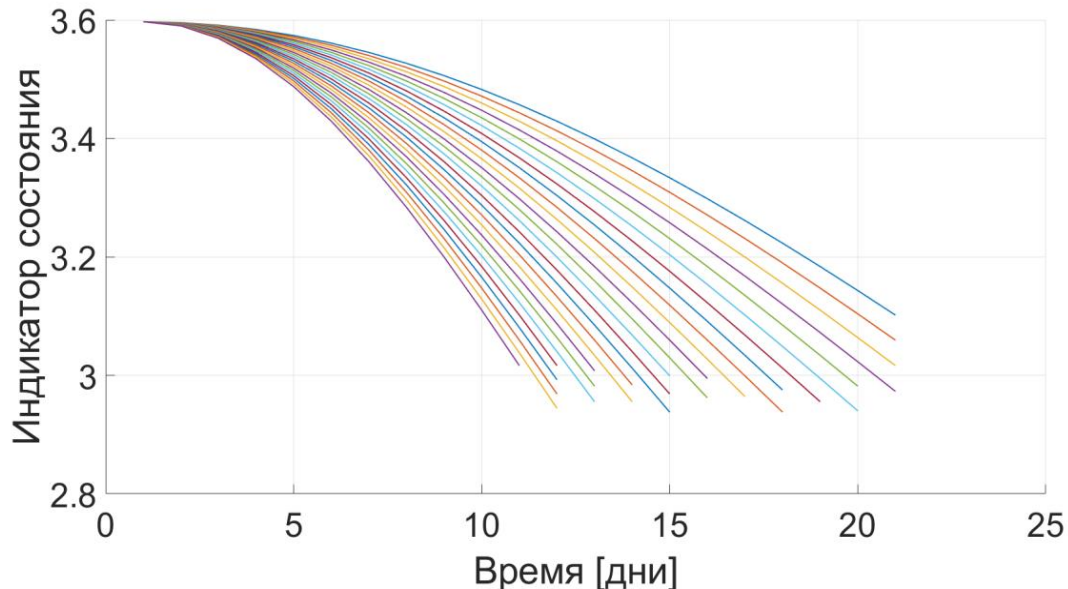


Рисунок 6. Изменение средних значений давления в системе по мере деградации характеристик насоса

В процессе функционирования системы представленные выше результаты могут дополняться новыми данными. Таким образом формируется база данных, характеризующих изменение состояния исследуемой системы или аналогичных систем, функционирующих в разных условиях (набор данных для обучения). На основе этих данных для прогнозирования RUL тестируемой системы может быть использована стохастическая экспоненциальная модель деградации, которая позволяет экстраполировать прошлое поведение системы с целью предсказания ее будущего состояния [5]:

$$h(t) = \varphi + \theta(t) \cdot \exp\left(\beta(t) \cdot t + \varepsilon(t) - \frac{\sigma^2}{2}\right),$$

где $h(t)$ – индикатор состояния, как функция от времени; φ – постоянная (может быть

инициализирована как нижняя или верхняя граница допустимой области переменной деградации в зависимости от знака θ);

θ и β – случайные параметры, определяющие скорость изменения модели (θ – логнормальное распределение;

β – нормальное (гауссово) распределение: на каждом шаге по времени коэффициенты θ и β обновляются до последующего значения, основываясь на предыдущем наблюдении); ε – белый гауссов шум с математическим ожиданием равным нулю и дисперсией σ^2 .

В качестве примера рассматривается тестовая система, у которой индикатор состояния меняется в соответствии с зелеными маркерами на рисунке 7. В качестве порогового значения, характеризующего наступление предотказного состояния, используется значение индикатора состояния 3.15.

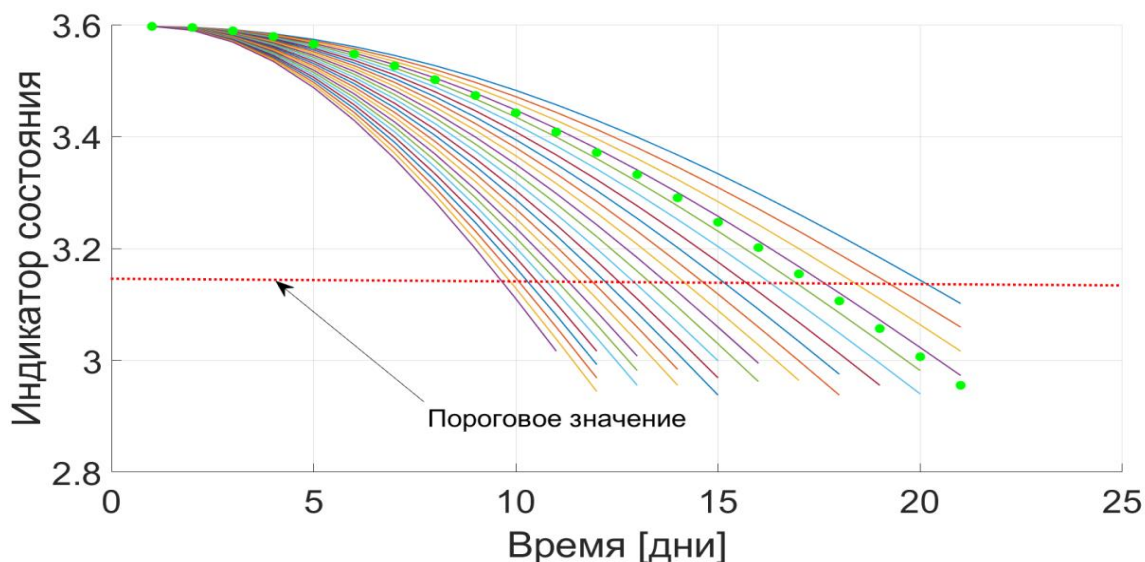


Рисунок 7. Изменение средних значений давления в тестируемой системе (маркеры, выделенные зеленым цветом)

Ниже представлено краткое описание алгоритма, который позволяет предсказать значение RUL для тестируемой системы в процессе поступления новых данных с интервалом 1 день.

4 Описание алгоритма

Имеются данные с устройств (систем), представляющие собой зависимости индикаторов состояния от времени (train data). Каждая матрица в ансамбле характеризует изменение состояния устройства (системы) от работоспособного до отказа. На основе этих данных обучается модель `exponentialDegradationModel` и определяются параметры модели (Theta, Beta и Rho).

Устанавливается пороговое значение индикатора состояния, при достижении которого считается, что устройство (система) находится в предотказном состоянии. Также устанавливается пороговое значение детектора обнаружения неисправности при анализе индикатора состояния устройства (системы).

Имеется также тестовая выборка - зависимость индикатора состояния от

времени для тестовой системы (устройства). Эти данные "прокручиваются" внутри алгоритма пошагово и обновляют модель `exponentialDegradationModel`. В случае, если значение детектора превышает пороговое значение, то происходит предсказание RUL для тестовой выборки.

На рисунках 8-10 представлены результаты расчета в виде изменения коэффициентов используемой модели деградации и значений остаточного срока службы системы от времени. Алгоритм обнаружил изменение наклона при передаче данных на третий день. При этом в этот день прогнозируемый остаточный срок службы (RUL) тестируемой системы составлял 294,29 часов (около 12 дней). Вместе с этим реальный RUL составляет 14 дней, что попадает в доверительный интервал. Далее прогнозируемый RUL снижается по мере поступления новых данных. При приближении к пороговому значению границы доверительного интервала сужаются, а точность прогнозирования повышается (например, на девятый день прогнозируемый RUL составляет 159.96 ч=6.7 дней, при этом истинный RUL составляет 8 дней).

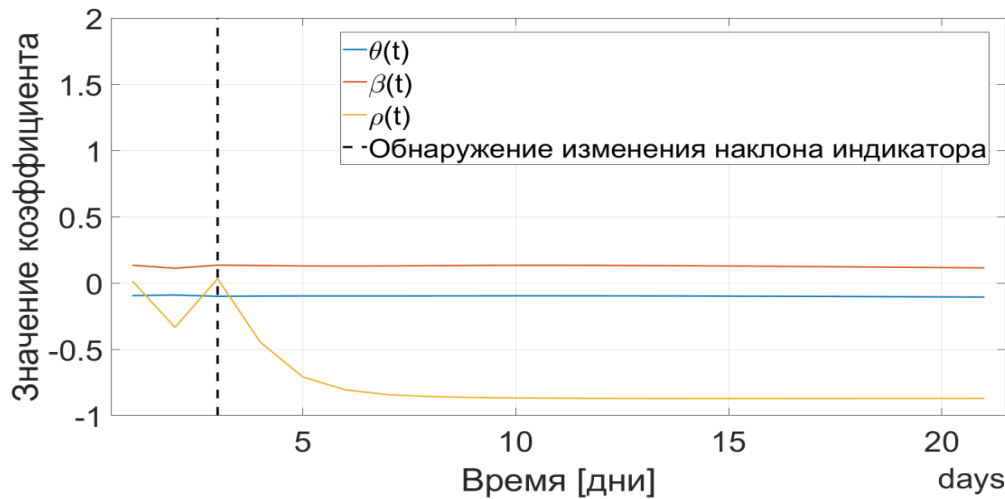


Рисунок 8. График изменения коэффициентов экспоненциальной модели деградации во времени

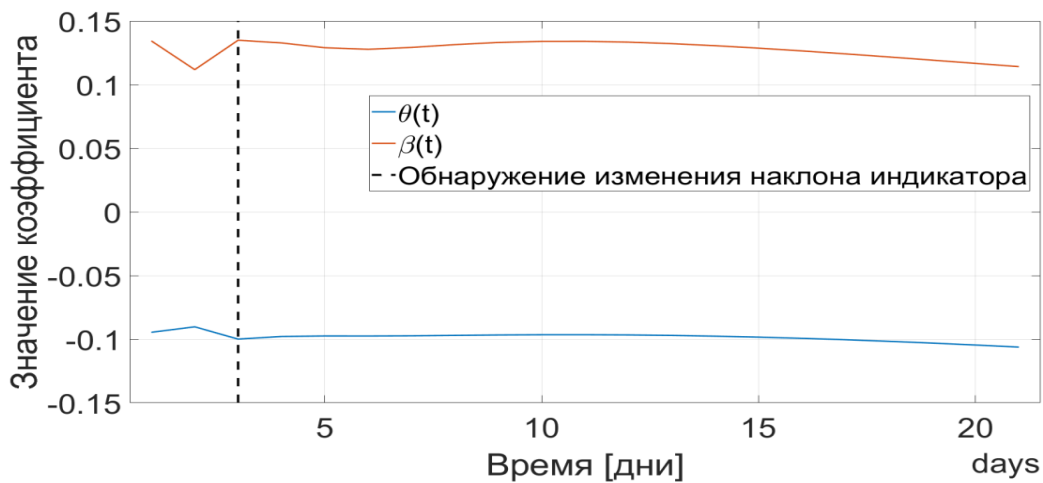


Рисунок 9. Увеличенный фрагмент графика для коэффициентов theta и rho

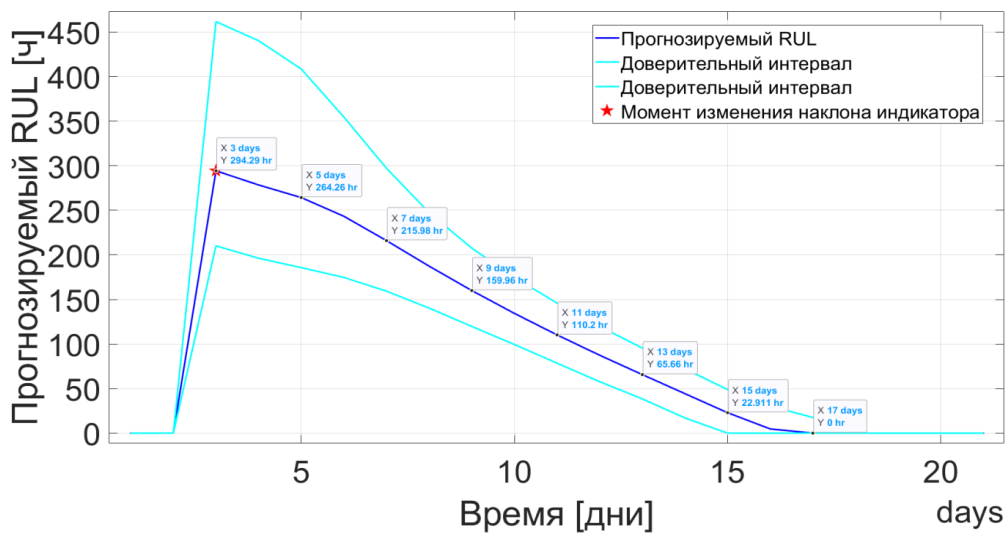


Рисунок 10. Изменение прогнозируемого остаточного срока службы системы во времени

Представленный пример демонстрирует возможность оценки остаточного срока

службы системы на основе данных, характеризующих прошлое состояние системы, и может быть адаптирован под

более сложные законы деградации с учетом применения искусственных нейронных сетей.

5 Заключение

Таким образом, результаты исследования возможности прогнозирования остаточного срока на основе предложенного алгоритма показали возможность обучения нейросетевого классификатора предотказного состояния насоса на основе анализа признаков (индикаторов состояния системы), извлеченных из сигналов, получаемых с датчиков и/или модельных данных.

Список использованных источников

[1] Sikorska, J.Z., Hodkiewicz, M., Ma, L. Prognostic modelling options for remaining useful life estimation by

industry (2011) *Mechanical Systems and Signal Processing*, 25 (5), pp. 1803-1836.

[2] Guo, R., Li, Y., Zhao, L., Zhao, J., Gao, D. Remaining Useful Life Prediction Based on the Bayesian Regularized Radial Basis Function Neural Network for an External Gear Pump (2020) *IEEE Access*, 8, статья № 9112151, pp. 107498-107509.

[3] Mohamad Danish Anis. Towards Remaining Useful Life Prediction in Rotating Machine Fault Prognosis: An Exponential Degradation Model (2018) *IEEE International Conference on Condition Monitoring and Diagnosis – Perth – Australia*. DOI: 10.1109/CMD.2018.8535765

[4] Gareev, A., Gimadiev, A., Popelnyuk, I., Stadnik, D., Sverbilov, V. Simulation of electro-hydraulic systems taking into account typical faults (2020) *BATH/ASME 2020 Symposium on Fluid Power and Motion Control, FPMC 2020*, статья № V001T01A045.

[5] Gebraeel, Nagi. "Sensory-Updated Residual Life Distributions for Components with Exponential Degradation Patterns." *IEEE Transactions on Automation Science and Engineering*. Vol. 3, Number 4, 2006, pp. 382–393.

USING MACHINE LEARNING METHODS TO PREDICT HYDRAULIC PUMP REMAINING USEFUL LIFE

A.M. Gareev
A.B. Prokofiev
Yu.P. Ryzhkova
D.M. Stadnik

Samara National Research University
34, Moskovskoe shosse, Samara,
443086, Russian Federation

gareev@ssau.ru

This article discusses a sampling algorithm for machine learning in order to capture the trend of the cumulative deterioration of the characteristics of a hydraulic pump (cumulative degradation), which affects the efficiency of its operation and manifests itself in the form of a drop in volumetric efficiency. To generate data, a simulation model of a typical station for the supply of working fluid in technological complexes, developed in the SimulationX program, is used. The transient processes of pressure change in the system are described, from the analysis of which a tendency of a decrease in the average component of the pressure signal is traced, which is used as a diagnostic feature - an indicator of the state of the system. An example is also considered that describes the possibility of assessing the residual life of the system based on data characterizing the past state of the system, and can be adapted when forming a more complex base, taking into account the use of artificial neural networks.

Key words: hydraulic system; reliability; faulty condition; dynamic processes; working fluid; cumulative degradation; artificial neural networks

References

- [1] Sikorska, J.Z., Hodkiewicz, M., Ma, L. Prognostic modelling options for remaining useful life estimation by industry (2011) Mechanical Systems and Signal Processing, 25 (5), pp. 1803-1836.
- [2] Guo, R., Li, Y., Zhao, L., Zhao, J., Gao, D. Remaining Useful Life Prediction Based on the Bayesian Regularized Radial Basis Function Neural Network for an External Gear Pump (2020) IEEE Access, 8, article № 9112151, pp. 107498-107509.
- [3] Mohamad Danish Anis. Towards Remaining Useful Life Prediction in Rotating Machine Fault Prognosis: An Exponential Degradation Model (2018) IEEE International Conference on Condition Monitoring and Diagnosis – Perth – Australia. DOI: 10.1109/CMD.2018.8535765
- [4] Gareev, A., Gimadiev, A., Popelnyuk, I., Stadnik, D., Sverbilov, V. Simulation of electro-hydraulic systems taking into account typical faults (2020) BATH/ASME 2020 Symposium on Fluid Power and Motion Control, FPMC 2020, article № V001T01A045.
- [5] Gebraeel, Nagi. "Sensory-Updated Residual Life Distributions for Components with Exponential Degradation Patterns." IEEE Transactions on Automation Science and Engineering. Vol. 3, Number 4, 2006, pp. 382–393.

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПУЛЬСАЦИОННОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ МАЛОРАСХОДНОГО ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА**Браун Е.А.,
Родионов Л.В.**Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С. П. КоролёваМосковское шоссе, 34,
г. Самара, Российская Федерация,
443086brayn2121@gmail.com
rodionov.lv@ssau.ru

Данная статья посвящена численному исследованию пульсационной производительности шестеренного насоса в программном комплексе Ansys CFX в двумерной постановке. В статье приведены численные данные насоса прототипа и модернизированного насоса с одинаковой удельной производительностью. Отличительными особенностями последнего является другое количество зубьев и другая ширина зубчатого колеса, а также наличие разгрузочных канавок. Результаты расчетов показывают эффективность предложенных модернизаций. Предложены рекомендации по проектированию малорасходных насосов.

Ключевые слова: шестеренный насос; малорасходный; пульсационная производительность; численное исследование

1 Введение

Объёмные насосы нашли широкое применение ввиду их достоинств: надёжности, относительной технологичности изготовления и дешевизны. Особенно широко распространены насосы шестерённого типа внешнего зацепления (далее ШНВЗ). Помимо достоинств ШНВЗ присущи следующие недостатки: большие пульсации расхода (следственно и пульсации давления), ввиду чего к объёмным насосам (например, ШНВЗ) в т.ч. предъявляются строгие требования по ресурсу (ввиду повышенной виброактивности) и эргономике (ввиду повышенного шумоизлучения).

В мобильных малогабаритных системах своё место нашли малорасходные насосы низкого давления. Нередко такие насосы используются для перекачки среды с плотностью выше 900 кг/м^3 (например, воды). Такие насосы могут выполняться полностью или частично из композиционных и порошковых материалов, что:

- во-первых, позволяет проектировать конструкцию насоса с меньшими массогабаритными характеристиками;

- во-вторых, ввиду их малонапорности, позволяет конструировать такие насосы с меньшими зазорами и использовать для более текучих сред;

- в-третьих, даёт возможность работать с агрессивными средами.

Пульсации ШНВЗ формируются из следующих составляющих:

1) кинематические (геометрические) пульсации расхода $Q_{\text{кин}}$, происходящие от процесса зацепления зубьев [1];

2) геометрические пульсации давления запертого объёма $Q_{\text{зо}}$ при соединении запертого объёма с полостью нагнетания и всасывания через разгрузочные канавки [2, 3];

3) пульсации от обратного гидроудара, происходящие при раскрытии межзубового пространства в полость нагнетания [4];

4) импульсные утечки, возникающие из-за клиновой щели в полюсе зацепления на линии контакта шестерней, погрешностей резкого перемещения опорных втулок шестерней при запираии межзубового пространства ввиду отсутствия разгрузочных канавок [5, 6].

Пульсации насоса зависят не только от его геометрии, особенностей зацепления зубьев, зазоров и режимов работы [7], но и от акустических свойств присоединённой

гидравлической системы (активная нагрузка, емкостная или согласованная нагрузка) [8].

При проектировании новых перспективных насосов, доводке, а также модернизации имеющихся прототипов возникает вопрос с сохранением рабочего объема насоса при снижении их пульсационной активности, что достигается стандартными методами: изменением количества зубьев, разгрузкой запертого объема и пр. Проверку эффективности озвученных выше мероприятий возможно оценивать экспериментально, но намного быстрее и дешевле это осуществляется численными методами.

2 Цель и задачи исследования

На основе проведенного анализа научных работ поставлена цель - формирование рекомендаций по снижению колебательной активности при модернизации малорасходного насоса-прототипа на основе численного расчётов.

В работе анализируются кинематические пульсации ввиду того, что пульсации обратного гидроудара в малонапорных насосах и импульсные утечки (ввиду наличия разгрузочных канавок) имеют незначительный вес в суммарных пульсациях исследуемых насосов. Геометрические пульсации давления запертого объема были учтены, детальное описание моделирования предоставлено в другой работе [9].

3 Объект и предмет исследования

Предметом исследования является малонапорный, малорасходный шестерённый насос, в котором исследуется пульсационная производительность на базе гидродинамического расчёта.

Ранее авторами [9] как на натурном экспериментальном стенде, так и численно исследовались функциональные (прочностные, гидравлические) и эргономические (акустические) показатели

насоса-прототипа на гидравлическом масле НЛР-46.

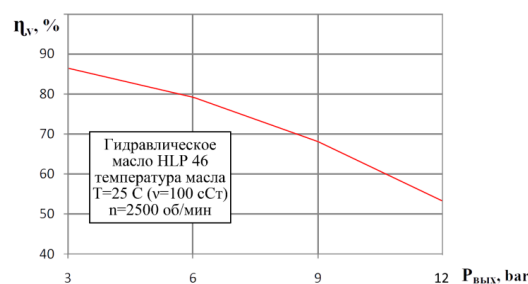
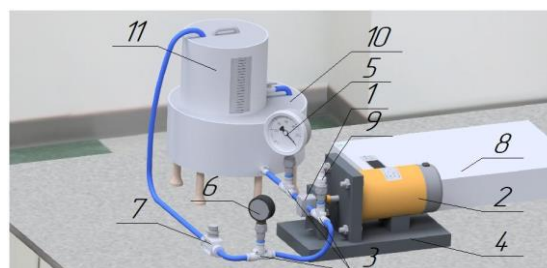


Рисунок 1. Зависимость КПД от $P_{\text{вых}}$

Полученные данные (рисунок 1) позволяют утверждать, что насос предназначен к длительной работе при объёмном КПД не ниже 0,5 (при $n=2500$ об/мин), выходном давлении до 1,3 МПа (при кинематической вязкости среды $46 \text{ мм}^2/\text{с}$ (для $+40^\circ\text{C}$)) [9-11].

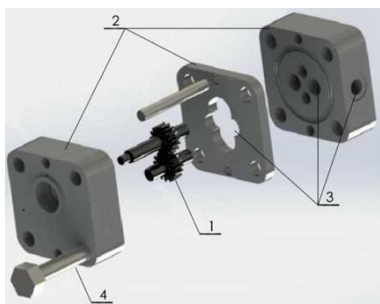
CAD-модель стендовой системы (в составе которой исследовался насос-прототип (1)) представлена на рисунке 2. Система имеет традиционный нагрузочный дроссель игольчатого типа (7) и приводную систему с частотным преобразователем скорости вращения вала (8).



1 – шестеренчатый насосный агрегат;
2 – приводной электродвигатель; 3 – тройники;
4 – станина; 5 – вакуумметр; 6 – манометр;
7 – дроссель; 8 – частотный преобразователь;
9 – пьезометрический датчик давления;
10 – расходный бак; 11 – мерный бак;
Рисунок 2. CAD-модель стендовой установки

Вид насоса-прототипа представлен на рисунке 3. Насос-прототип представляет из себя безподшипниковый вариант шестерённого насоса, в котором корпуса выполнены из композиционного материала полиэфирэфиркетон (ПЕЕК CF30) с 30%-ной

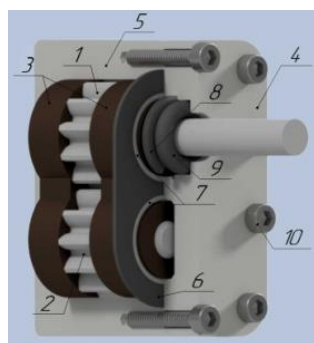
примесью углеволокна, роторы выполнены из углеродистой стали.



1 – система роторов, 2 – корпуса, 3 – система каналов, 4 – болт

Рисунок 3. Конструкция насоса-прототипа с $z=15$

Для исследования влияний геометрических размеров шестеренного насосного агрегата на характеристики насоса был смоделирован в CAD-среде модернизированный шестеренчатый насос с тем же рабочим объемом, что и у насоса-прототипа, но другой шириной и количеством зубьев (рисунок 4). Параметры насосов приведены в следующем разделе.



1 – ведущая шестерня; 2 – ведомая шестерня; 3 – опорные втулки; 4 – крышка; 5 – корпус; 6 – уплотнительная манжета; 7 – шайба металлическая; 8 – кольцо стопорное; 9 – уплотнительное кольцо; 10 – винт;

Рисунок 4. Конструкция модернизированного насоса с $z=12$ (в разрезе)

4 Расчёт гидродинамики и пульсационной производительности насосов

4.1 Постановка задачи

Поставлена задача провести гидродинамический расчёт работы шестеренчатого насоса-прототипа и модернизированного насоса в программном

пакете Ansys CFX в 2D постановке, а так же разработать рекомендации на этапе модернизации насоса.

Испытание проводится без нагрузки для определения расхода и с нагрузкой (Поставлена задача провести гидродинамический расчёт работы шестеренчатого насоса-прототипа и модернизированного насоса в программном пакете Ansys CFX в 2D постановке, а так же разработать рекомендации на этапе модернизации насоса. Испытание проводится без нагрузки для определения расхода и с нагрузкой ($\overline{P_{вых}} = 0.13$ МПа) для определения давления как функции времени. Приняты следующие допущения:

- геометрические: длины входного и выходного каналов уменьшены для экономии расчетного времени;
- геометрия дросселя неизвестна, в связи с этим нагрузка задана за счёт уменьшения диаметра нагнетательного трубопровода;
- насос упрощён до каналов, в которых расположена рабочая жидкость, и двух шестеренчатых колёс;
- стенка между атмосферой и рабочим каналом бесконечно мала;
- частота вала привода постоянная;
- торцевые зазоры не учитываются.

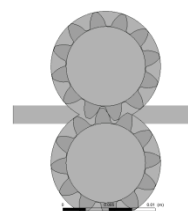


Рисунок 5. Геометрия шестерней и рабочей жидкости для расчета без нагрузки

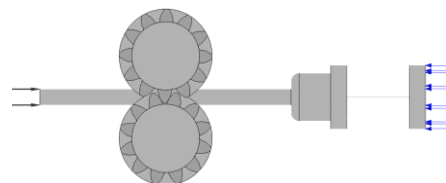


Рисунок 6. Геометрия шестерней и рабочей жидкости для расчета с нагрузкой

Данные о предметах исследования (насосе-прототипе и модернизируемом насосе) приведены в таблице 1.

Входной и выходной диаметры портов для насоса-прототипа $d_{н.пр}$ и для модернизированного насоса $d_{модерн}$ составляют 8 мм и 2 мм соответственно. Исследование проводилось при частоте вращения вала насоса $n=1500$ об/мин, нагрузка ($P_{вых}=0.13$ МПа) реализована через канал, на выходе из насоса, диаметром $d=0,1$ мм.

Граничные условия для расчета:

На входе и выходе – атмосферное давление. Рабочая среда – вода.

Шестерни – твердое тело. Задано вращение, верхняя шестерня по часовой стрелке, нижняя против часовой стрелки при расположении входа слева, выхода из насоса справа. Частота вращения 1500 об/мин.

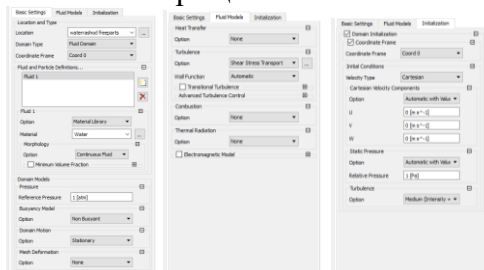


Рисунок 7 - Граничные условия рабочей жидкости

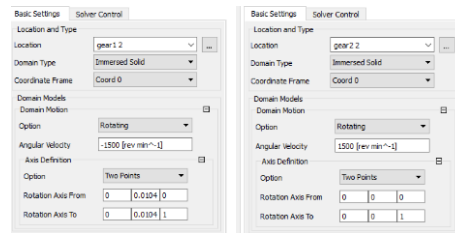


Рисунок 8 - Граничные условия шестеренных колес

4.2 Расчёт пульсаций расхода и давления за насосом

На основании гидродинамического расчёта получены временные зависимости и амплитудно-частотные характеристики расхода и давления за насосом (рисунки 9,10 – без нагрузки; рисунки 11,12 – с нагрузкой).

Таблица 1. Сравнительные данные насоса-прототипа и модернизируемого насоса

Параметр	Значения для исходного насоса	Значения для модернизируемого насоса
Рабочий объем, см ³ /об		0,215
Модуль, мм		0,8
Частота вращения вала привода, об/мин		1500
Теоретический расход, л/мин		0.323
Угол зацепления, град		20
Количество зубьев	15	12
Делительный диаметр, мм	12	9,6
Наружный диаметр, мм	13,6	11,8
Диаметр впадин, мм	10	8,6
Ширина зубчатого венца, мм	3,5	4,4
Межосевое расстояние, мм	12,8	10,4

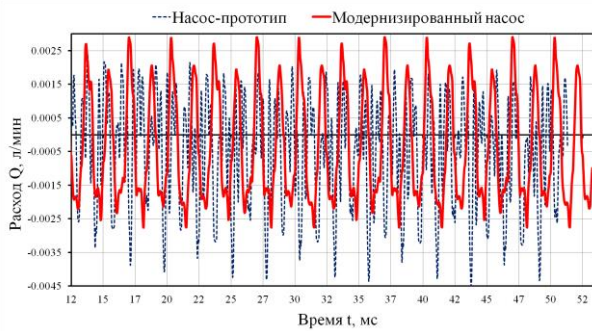


Рисунок 9. Временная зависимость переменной составляющей расхода ($Q_{вых}=0,27$ л/мин, без нагрузки)

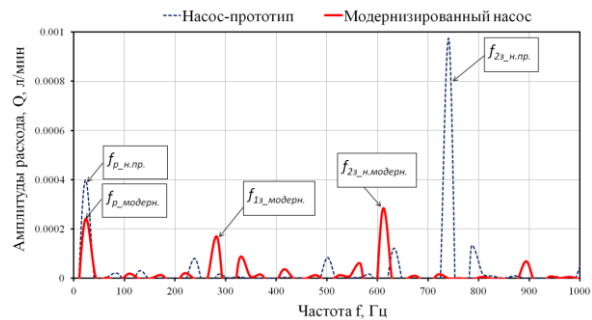


Рисунок 10. АЧХ расхода ($Q_{вых}=0,27$ л/мин, без нагрузки)

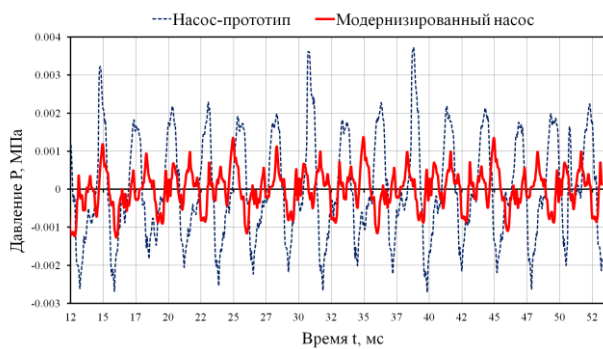


Рисунок 11. Временная зависимость переменной составляющей давления ($P_{вых}=0,13$ МПа, с нагрузкой)

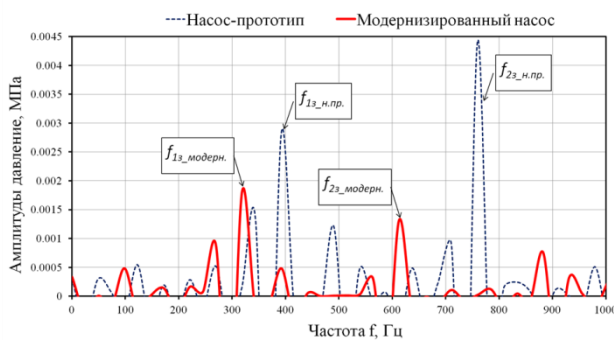


Рисунок 12. АЧХ давления ($P_{вых}=0,13$ МПа, с нагрузкой)

Частоты процессов, возникающих в насосе рассчитываются по классическим формулам. Роторная частота, характерная процессу вращения приводного вала:

$$f_p = \frac{n}{60} [\Gamma\text{ц}], \quad (1)$$

где n - обороты приводного вала в минуту.

При этом, частота рабочего процесса вытеснения жидкости:

$$f_z = \frac{n}{60} \cdot kz [\Gamma\text{ц}], \quad (2)$$

где k – коэффициент, связанный с колебательным процессом в насосе, z - количество зубьев на одном венце.

Согласно [12] $k=1$ для процесса переацепления зубьев и запираия объёма в межзубовом пространстве (соответствует 1-я зубцовая частота, индекс «з»), $k=2$ для процесса вытеснения (соответствует 2-я зубцовая частота, индекс «з»).

Таким образом, на рисунках 10, 12 изображены основные частоты, характерные насосу: роторная частота f_p , первая гармоника f_{1z} , вторая гармоника f_{2z} зацепления зубьев. Это основные частоты, определяющие периодичность процессов при работе насоса.

Динамический процесс также характеризует амплитуда пульсации. В виде одночислового параметра рассчитывалась усреднённая амплитуда пульсаций давления A_p .

На практике, для оценки динамической напряженности насоса в составе системы рационально использовать понятие неравномерности пульсации давления:

$$\sigma_p = \frac{A_{p_{max}} - A_{p_{min}}}{A_{p_{max}}} \cdot 100\%, \quad (3)$$

где $A_{p_{max}}$, $A_{p_{min}}$ – максимальное и минимальное значение амплитуды давления.

5 Анализ полученных результатов

Для анализа результатов гидродинамического расчёта насоса-прототипа и модернизируемого насоса сведены в единую таблицу 2 основные значения параметров оценки пульсационного процесса.

Таблица 1. Сравнительные данные насоса-прототипа и модернизируемого насоса

Анализируемые параметры		Значения	
		насос-прототип	модернизированный насос
Частоты	роторная f_p , Гц	25	
	1-я зубцовая гармоника $f_{1з}$, Гц	375	300
	2-я зубцовая гармоника $f_{2з}$, Гц	750	600
Усреднённая амплитуда пульсаций давления A_p , Па		4362	2851
Степень неравномерности пульсаций давления σ_p , %		28,8	20,5

По данным АЧХ расхода на выходе насоса видно (рисунок 12), что для насоса-прототипа амплитуда пульсации расхода на 1-й зубцовой гармонике частоты зацепления ($f_{1з}=375$ Гц) мала и не выделяется на фоне других амплитудных значений. Это может быть связано с тем, что для расхода основным процессом является именно процесс вытеснения. При этом амплитуда первой зубцовой гармоники соответствующей процессу образования запертого объема, в прототипе практически отсутствует, а в модернизированном слабо выражена, что объясняется отсутствием противодействия при работе насоса без нагрузки. Предложенные мероприятия (разгрузочные канавки), описанные детально в другой работе [2], дают эффект, так как пульсации как первой так и второй зубцовой гармоники, при работе насоса под нагрузкой снизились.

6 Заключение

Полученные при помощи гидродинамического расчёта данные о пульсационной производительности позволяют на предварительном этапе оценить не только амплитуду пульсаций давления, но и при необходимости её зависимость при изменении среды, радиального зазора, частоты вращения вала привода и пр. факторов.

Таким образом, использование программных пакетов численного расчёта гидродинамических процессов (в 2D постановке) при модернизации насоса помогает определить характеристики

пульсационной производительности. Уточнение данных возможно за счёт реализации нагрузки через дросселирование потока, а не заужением выходного канала.

Недостаток предложенного подхода заключается в том, что не учитывает акустические характеристики присоединённой (нагрузочной) системы, которые в зависимости от собственных свойств (активная нагрузка, ёмкостная или согласованная нагрузка) будут корректировать входной пульсационный сигнал.

Список использованных источников

- [1] Юдин Е. М. Шестеренчатые насосы. Основные параметры и их расчёт. Изд. 2-е, перераб. и доп. - Москва: Машиностроение, 1964. - 238 с.
- [2] Родионов Л. В., Разработка математической модели гидродинамики "запертого" объёма в шестеренном насосе [Текст] / Родионов Л. В., Белов Г. О., Будько М. В., Крючков А. Н., Шахматов Е. В. // Вестник Самарского Государственного Аэрокосмического Университета им. академика С.П. Королёва. – 2009. - № 19. – С. 189-193 с.
- [3] Foster, K., Computer Prediction of Cyclic Excitation Sources for an External Gear Pump / Foster, K., Tay-lor, R., & Bidhendi, I. M. // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Management and Engineering Manufacture – 1985. - № 199. – С. 175-180
- [4] Zhao, X.R.; Vacca, A., Theoretical Investigation into the Ripple Source of External Gear Pumps Energies – 2019. - № 12. – С. 535 с.
- [5] Саенко В. П. Исследование зависимостей радиальных нагрузок, объемных и механический потерь от характера распределения жидкости в шестеренных насосах. - Дисс. канд. техн. наук - Харьков, 1964. - 188 с.
- [6] Kojima, E., Characteristics of Fluidborne Noise Generated by Fluid Power Pump / Kojima, E., Masaaki Sh.// Bulletin of JSME – 1984. - № 232. – С. 2188-2195
- [7] Иголкин А. А., Снижение колебаний и шума в пневмогидромеханических системах / Иголкин А.А.,

Крючков А.Н., Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б., Прохоров С.П., Шахматов Е.В., Шорин В.П.// Самарский Государственный Аэрокосмический Университет им. академика С.П. Королёва. – 2005. - № 19. – С. 314 с.

[8] Шорин В.П., Устранение колебаний в авиационных трубопроводах - Москва: Машиностроение, 1980. - 156 с.

[9] Rodionov, L., A Gear Micropump without Bearings Production / Rodionov, L., Rekadze P. Stryczek J.// Applied Mechanics and Materials – 2015. - № 775. – С. 352-356

[10] Rodionov, L.V., Experimental research into noise emission of a gear micropump with plastic rotor / Rodionov, L., Rekadze P. // ATCES– 2017

[11] Rekadze P., Analysis of acoustic efficiency of applying polymeric materials in a pump/ Rekadze P. Rodionov, L.// 25th International Congress on Sound and Vibration – 2018. - № 775

[12] Родионов Л.В., Разработка метода расчета и улучшение динамических характеристик шестеренных насосов - [Место защиты: Сам. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королева]. - Самара, 2009. - 154 с. : ил.

NUMERICAL STUDY OF PULSATION PRODUCTIVITY OF A LOW-FLOW GEAR PUMP

**Braun E.A.,
Rodionov L.V.**

Samara National Research University

34, Moskovskoye shosse, Samara,
443086, Russian Federation

brayn2121@gmail.com
rodionov.lv@ssau.ru

This article is devoted to a numerical study of the pulsation performance of a gear pump in the Ansys CFX software package in 2D. The article presents numerical data of a prototype pump and an upgraded pump with the same specific performance. The distinctive features of the latter are a different number of teeth and a different width of the gear wheel, as well as the presence of discharge grooves. The results of calculations show the effectiveness of the proposed upgrades. Recommendations for the design of low-consumption pumps are offered.

Keywords: gear pump; low-cost; ripple performance; numerical investigation

References

- [1] Yudin, E. M. (1964) Gear pump. Osnovnye parametry i ikh raschet, Moscow: Machine building, - 238 p.
- [2] Rodionov, L. V., Belov, G. O., Bud'ko, M. V., Kryuchkov, A. N., Shakhmatov, E. V. (2009), "Razrabotka matematicheskoy modeli gidrodinamiki "zapertogo" ob'ema v shesterennom nasose", /. // Vestnik Samarskogo Gosudarstvennogo Aerokosmicheskogo Universiteta im. akademika S.P. Koroleva, No. 3, pp 189-193. (in Russian)
- [3] Foster, K., Taylor, R., & Bidhendi, I. M., (1985) Computer Prediction of Cyclic Excitation Sources for an External Gear Pump // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Management and Engineering Manufacture – 1985. - No. 199. – pp 175-180
- [4] Zhao, X.R.; Vacca, A., (2019) Theoretical Investigation into the Ripple Source of External Gear Pumps Energies – 2019. - № 12. – No. 535 p.
- [5] Saenko, V. P. (1964) Issledovanie zavisimostey radial'nykh nagruzok, ob'emnykh i mekhanicheskoy poteri ot kharaktera raspredeleniya zhidkosti v shesterennykh nasosakh. (Dissertatsiya kandidatkoj tekhnicheskikh nauk), - Khar'kov, 188 p.
- [6] Kojima, E., Masaaki Sh., (1984) Characteristics of Fluidborne Noise Generated by Fluid Power Pump, Bulletin of JSME, No. 232. – pp 2188-2195
- [7] Igolkin, A.A., Kryuchkov, A.N., Makar'yants, G.M., Prokof'yev, A.B., Prokhorov, S.P., Shakhmatov, E.V., Shorin, V.P., (2005) Snizhenie kolebaniy i shuma v pnevmogidromekhanicheskikh sistemakh, Samarskiy Gosudarstvennyy Aerokosmicheskiiy Universitet im. akademika S.P. Koroleva, No. 19. – 314 p.
- [8] Shorin, V.P., (1980) Ustranenie kolebaniy v aviatsionnykh truboprovodakh, Moscow: Machine building, - 156 p.
- [9] Rodionov, L., Rekadze, P. Stryczek, J., (2015) Gear Micropump without Bearings Production, Applied Mechanics and Materials, No. 775. – pp 352-356
- [10] Rodionov, L., Rekadze, P., (2017) Experimental research into noise emission of a gear micropump with plastic rotor, ATCES
- [11] Rekadze, P. Rodionov, L., (2018) Analysis of acoustic efficiency of applying polymeric materials in a pump, 25th International Congress on Sound and Vibration.
- [12] Rodionov, L.V., (2009) Razrabotka metoda rascheta i uluchshenie dinamicheskikh kharakteristik shesterennykh nasosov - [Mesto zashchity: Sam. gos. aerokosmicheskiiy universitet im. S.P. Koroleva], Samara - 154 p.

МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ВИБРОЗАЩИТЫ МАШИН НА ОСНОВЕ УПРУГОДЕМПФИРУЮЩЕГО ПОРИСТОГО МАТЕРИАЛА

Е.В. Шахматов

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва

Московское шоссе, 34,
г. Самара, Российская Федерация,
443086

shakhm@ssau.ru

В статье приводится анализ опыта решения проблемы виброзащиты изделий машиностроения и аэрокосмической техники, основанный на создании и широком использовании виброизоляторов из специального упругодемпфирующего пористого материала. Представлены конкретные примеры реализации разработанных методов и средств виброзащиты, которые базируются на общих свойствах систем конструкционного демпфирования, методах моделирования динамических процессов в изделиях и подходах к управлению динамикой конструкций при вибрационном нагружении.

Ключевые слова: виброзащита машин; виброизоляторы; пористый материал; конструкционное демпфирование; динамика конструкций; теоретические и экспериментальные исследования

1 Введение

Одной из наиболее сложных проблем обеспечения надежности машин является проблема виброзащиты элементов конструкций и изделий в целом. Так, более 60% всех отказов энергетических установок носят прочностной характер, из них более 70% - вибрационный. Преобладание вибрационных дефектов характерно и для изделий авиационной и ракетно-космической техники. Этим определяется актуальность и большая практическая значимость разработанной в Самарском университете (КуАИ, СГАУ) [1] методологии виброзащиты конструкций, включающей в себя теоретические основы расчетов и практическую реализацию методов подавления вибрации средствами конструкционного демпфирования.

Предлагаемый подход позволил как на стадии проектирования изделий машиностроения так и в процессе их эксплуатации прогнозировать снижение

уровней вибрации до приемлемых величин и предотвращать потенциальные вибрационные дефекты, разработать

высокоэффективные виброизоляторы на базе оригинального отечественного изобретения - упругодемпфирующего пористого материала МР (металлическая резина, а также пористый металлический аналог резины), сетчатых материалов, тросов, пакетов лент и их комбинации (рисунок 1).

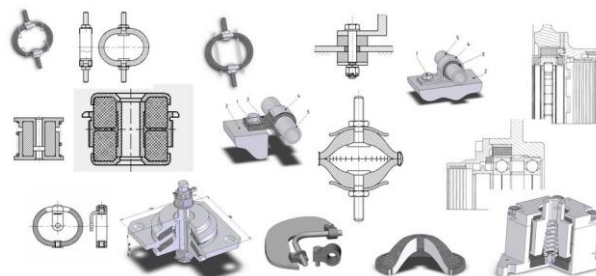


Рисунок 1. Примеры виброизоляторов

2 Разработка виброизоляторов

Разработка более 50 лет назад под руководством А.М.Сойфера материала МР [2] положила начало для фундаментальных теоретических и экспериментальных исследований с целью глубокого проникновения в сущность явлений, обеспечивающих виброзащиту в совокупности с рабочими процессами, принципами конструирования, технологией изготовления и обеспечения высоких

эксплуатационных характеристик изделий в течение жизненного цикла.

В настоящее время создана уникальная теоретическая и экспериментальная база для моделирования испытаний и серийного производства широкой номенклатуры виброизоляторов (рисунок 2). Эффективность виброизоляторов подтверждается положительным опытом их использования при доводке и эксплуатации двигателей семейства "НК" (НК-8, НК-16СТ, НК-25, НК-32, НК-86, НК-144 и др.), систем виброзащиты элементов ЖРД РД-170, РД-120, РД-0120, маршевых и управляющих ЖРД "БУРАНА", космических комплексов "МИР", "САЛЮТ", "СОЮЗ" (рисунок 3), силовых установок отечественных тепловозов ТЭМ-1М, «Пересвет», успешным внедрением средств виброзащиты и демпфирования колебаний различных объектов на нефтеперерабатывающих предприятиях, на подвижных путеизмерительных станциях железных дорог.

Значительный вклад в эти разработки внесли А.И. Белоусов, В.Н. Бузицкий, Г.В. Лазуткин, Д.Е. Чегодаев [3]. В настоящее время это научное направление активно развивает А.И. Ермаков [4].



Рисунок 2. Виброизоляторы «двойной колокольчик»

Разработанные методы и средства виброзащиты базируются на выявленных общих свойствах систем конструкционного демпфирования, полученных в ходе многолетних исследований.

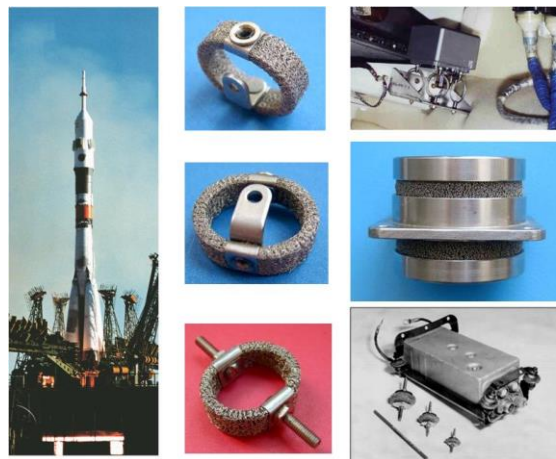


Рисунок 3. Виброизоляторы аэрокосмического назначения: кольцевого типа, тросовый, втулочный

На основе системного подхода к изучению упругогистерезисных свойств разработаны классификация систем конструкционного демпфирования (СКД) и основные принципы их исследования. Выделены наиболее важные группы по рабочим функциям, распределению стока рассеянной энергии, характеру связей контактирующих элементов и т.п. Это позволило с единых позиций рассматривать процессы, протекающие в разных группах виброзащитных систем с упругодемпфирующими элементами из материала МР, сеток, тросов, пакетов лент, разработать оптимальные конструкции виброизоляторов и демпферов и рекомендации по их использованию.

Созданные численные и аналитические методы позволили изучить поведение виброзащитной системы (ВС) с системой конструкционного демпфирования (СКД) при гармоническом, ударном и случайном нагружениях с одновременным воздействием линейных перегрузок, характерных для изделий транспортного машиностроения, авиационной и ракетно-космической техники (АиРКТ). Все это обеспечило создание метода, который решает одновременно проблему оптимального проектирования ВС и технологии изготовления нужных типоразмеров виброизоляторов и демпферов.

На основе этих работ осуществлено дальнейшее обобщение - разработана теория деформирования высокодемпфированного материала МР и геометрически сложных изделий из него, а также из сеток, тросов, многослойных пакетов при пространственном деформировании совместно с защищаемыми объектами. Создана теория гистерезиса механических систем, являющаяся вкладом в современные научные направления по моделированию динамических процессов в изделиях и их элементах, по управлению динамикой конструкций при вибрационном и ударном нагружениях.

Фундаментальные исследования по выявлению общих свойств СКД и физическое моделирование позволили разработать новые технологии материала МР, обладающего улучшенными свойствами, модульные ряды виброизоляторов с различными резонансными частотами. Эти виброизоляторы (ДКУ, ВВ, ВС, АМГ, АК, ВВК и др. типов) нашли широкое применение в ВС изделий машиностроения, АиРКТ. На виброизоляторы из МР создана комплексная конструкторско-технологическая документация и ОСТы, по которым в СГАУ изготавливаются средства виброзащиты, широко используемые в ракетно-космической технике, в авиации для виброизоляции трубопроводов, оптических систем (ПО "Красногорский завод"), подвески агрегатов зажигания, лопаток, регулируемых сопел ГТД семейства "НК", радиоэлектронного оборудования (МНИИРС, г. Москва) и др. (рисунок 4).

Виброизоляторы из МР применяются более чем 100 предприятиями России и СНГ, в том числе НПЦ ИНФОТРАНС, КЗ Ремпутьмаш, НЦ «Путеец» (рисунок 5).



Рисунок 4. Виброизоляторы авиационного назначения: демпфированные зажимы для трубопроводов, втулочного типа



Рисунок 5. Виброизоляторы изделий машиностроения: большой грузоподъёмности для тепловозов, виброизоляторы бортовых ЭВМ путевых машин, виброизоляторы приборов

Таким образом, созданные на основе многослойных высокодемпфированных материалов модульные ряды виброизоляторов решают проблему виброзащиты уникальных отечественных изделий и способствуют повышению их технического совершенства и надежности.

Опыт использования демпферов показал, что при плановых ремонтах затраты сокращаются в 2...10 раз, их можно реализовать в штатной или доработанной конструкции благодаря малым габаритам демпфирующих элементов на основе материала МР, троса, слоистых демпфирующих покрытий и т.д.

3 Заключение

Таким образом, использование демпфирующих элементов повышает вибрационную надежность конструкций и

сопровождается разработкой и внедрением новых ресурсосберегающих технологий.

Использование виброзащитных свойств материала МР позволяет решать и другие актуальные проблемы АиРКТ.

Разработанное противоударное устройство разделяемых частей ракетно-космической техники (РКТ) не только снижает ударное воздействие на изделие в 20...25 раз, но, благодаря уникальным свойствам МР, фильтрует газ улавливает и полностью удерживает осколки для предотвращения загрязнения окружающей среды и повреждения систем, оптики.

Таким образом, применение материала МР способствует решению экологических проблем окружающей среды и космоса.

Широко используются демпфированные уплотнительные кольца с МР, заключенным в металлическую или фторопластовую оболочку. Они серийно изготавливаются Рыбинским моторостроительным заводом.

В отечественной промышленности проблема утечек через стыки сопловых аппаратов и камер сгорания при создании ГТД с высокими параметрами термодинамического цикла была решена использованием в турбинах уплотнителей из материала МР, пропитанного органосиликатным наполнителем. Они применяются на всех двигателях семейства "НК" и ряде других изделий. Благодаря повышенной упругости МР и созданию технологии изготовления длинных (до 3 м) уплотнительных элементов обеспечено внедрение ресурсосберегающей технологии - уплотнители укладываются в полученные литьем пазы без их обработки.

Применение МР в качестве катализаторов ЖРД малой тяги, например, космического корабля "Союз", обеспечивает высокие показатели рабочего процесса и отстройку от автоколебаний в системах.

Для проведения экспериментальных исследований средств виброзащиты создана уникальная экспериментальная база из натуральных и модельных испытательных стендов и измерительных комплексов.

Список использованных источников

- [1] КуАИ-СГАУ. 1942-2012. – Самара: СГАУ: Издательство «Учебная литература, 2012. – 416 с.
- [2] А.М. Сойфер, В.Н. Бузицкий, В.А. Першин. Способ изготовления нетканного материала «МР» из металлической проволоки. Авторское свидетельство на изобретение № 183174. Опубликовано 17.06.1966. Бюллетень № 13.
- [3] Чегодаев Д.Е., Пономарёв Ю.К. Демпфирование. – Самара: СГАУ, 1997. – 334 с.
- [4] Ермаков А.И., Лазуткин Г.В., Паровой Ф.В. и др. Упругодемпфирующие и динамические характеристики виброизоляторов из проволочных материалов различных типов // Вестник СГАУ. – 2014. - №5, часть 1. – С.54-61.

METHODS AND MEANS OF MACHINERY VIBRATION PROTECTION BASED ON POROUS ELASTIC DAMPING MATERIALS

Evgenii Shakhmatov

Samara National Research University
34, MOSKOVSKOESHOSSE,
SAMARA,
443086, RUSSIAN FEDERATION

shakhm@ssau.ru

The article analyses vibration protection solutions based on the development and wide usage of porous elastic damping isolators and applied for mechanical systems and aerospace engineering products. The paper includes case studies of the implementation of developed vibration protection methods and means. They are grounded on the general properties of structural damping systems, methods for modelling dynamic processes in products and approaches to controlling the structural dynamics under the vibration loading.

Keywords: *machinery vibration protection; vibration isolators; porous material; structural damping; structural dynamics; theoretical and experimental research*

References

- [1] KuAI-SSAU. 1942-2012. – Samara: SSAU: Izdatelstvo Uchebnaia Literatura, 2012. – 416 pages.
- [2] Soifer, A.M., Buzitskii, V.N., Pershin, V.A. Method of manufacturing nonwoven metal rubber material from metal wire. Inventor's certificate no. 183174. Published on 17.06.1966. Official Gazette no. 13.
- [3] Chegodaev, D.E., Ponomarev, Iu.K. Damping. – Samara: SSAU, 1997. – 334 pages.
- [4] Ermakov, A.I., Lazutkin, G.V., Parovai, F.V. et al. Elastic damping and dynamic characteristics of vibration isolators made of wire materials of different types // VESTNIK of the Samara State Aerospace University. – 2014. – No. 5, part 1. – pp. 54-61.

ИССЛЕДОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ГИДРОПРИВОДА

С. А. Дубова

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва

Московское шоссе, 34,
г. Самара, Российская Федерация,
443086

simonau@mail.ru

Сервосистема состоит из различных отдельных частей. Маленькая математическая модель представляет каждую часть системы. Комбинация этих математических моделей дает более крупную модель, которая является математической моделью сервосистемы. Точность окончательной модели зависит от того, насколько детально разработаны подмодели и до какой степени пренебрегают очень небольшими эффективными явлениями. Вы должны построить математическую имитационную модель с помощью Matlab / Simulink, а затем сравнить ее производительность с реальной системой.

Ключевые слова: гидравлический привод; математическая модель; механизм; ПИД регулятор; разработка блок схемы; сервогидравлическая система

1 Введение

В данной работе была рассмотрена математическая модель гидравлического серво привода. Для приближения графика движения виртуальной модели к реальному была и увеличения точности был использован ПИД регулятор и упреждающий контроллер.

2 Оптимизация математической модели

В данной статье рассматривается электрогидравлическая сервосистема. Ее математическая модель основывается на законах динамики, которые мы рассмотрим ниже. Во-первых, стандартный клапан второй степени, где u - входное напряжение клапана, u_s - сигнал, собранный линейно-регулируемым дифференциальным преобразователем (LVDT) клапана, k - коэффициент усиления, коэффициент демпфирования, n - собственная угловая частота. Используемый привод представляет собой гидроцилиндр двойного действия. Используя второй закон Ньютона, уравнение движения сервогидравлической [1] системы принимает следующий вид:

$$\ddot{u}_s = k \cdot \omega_n^2 \cdot u - 2 \cdot \xi \cdot \omega_n \cdot \dot{u}_s$$

Сила трения в гидроцилиндре учитывается как внешнее возмущение. Трение обычно моделируется как прерывистое статическое отображение между скоростью и силой трения, которое зависит от знака скорости. Это часто ограничивается компонентами кулоновского и вязкого трения [2]. Однако есть несколько фрикционных свойств, наблюдаемых в системе, которую нельзя объяснить только статическими моделями.

Примерами этих сложных свойств являются скачкообразное движение, смещение перед проскальзыванием и задержка трения. Аналитическая модель динамики трения, предложенная моделью ЛюГре, учитывает все эти характеристики трения. Мотивация использования модели трения LuGre состоит в том, чтобы иметь модель трения с более высокой точностью [3], которая учитывает явления трения, которые статические модели не могут полностью объяснить. Модель определяется:

$$F_f = \sigma_0 \cdot z + \sigma_1 \cdot \frac{dz}{dt} + k_v \cdot \dot{x}_p$$

$$\frac{dz}{dt} = \dot{x}_p - \frac{|\dot{x}_p|}{g(\dot{x}_p)} z$$

$$g(\dot{x}_p) = \frac{1}{\sigma_0} \left[F_c + (F_s - F_c) \cdot e^{-\left[\frac{\dot{x}_p}{v_s} \right]^2} \right]$$

где z – внутреннее состояние, описывает часть "установившихся" характеристик модели для движений с постоянной скоростью, v_s – скорость Штрибека, F_s – статическое трение, F_c – кулоновское трение, k_v – вязкое трение, коэффициент жесткости представлен как σ , а коэффициент демпфирования σ_0 .

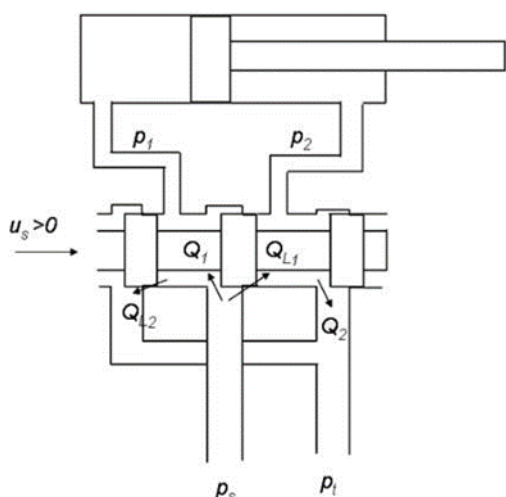


Рисунок 1. Схема утечек в гидросистеме

Поток внутренней утечки описывается как (рисунок 1):

$$Q_{Li} = L_i \cdot (p_2 - p_1)$$

В этом уравнении L_i – коэффициент потока с ламинарной утечкой. Модель потоков внешней утечки в уравнении была построена следующим образом:

$$Q_{L1} = L_1 \cdot (p_1 - p_t)$$

$$Q_{L2} = L_2 \cdot (p_2 - p_t)$$

В данной работе мы предполагаем, что контроллер используется в системе обратной связи единства с обратной связью. Переменная e обозначает ошибку отслеживания, которая отправляется на ПИД-регулятор. Управляющий сигнал u от контроллера к объекту равен пропорциональному усилению (K_P), умноженному на величину ошибки плюс интегральное усиление (K_I), умноженное на интеграл ошибки плюс производное усиление (K_D), умноженное на производную от ошибки.

$$u = K_P e + K_I \int e dt + K_D \frac{de}{dt}$$

S-образная кривая реакции может быть охарактеризована двумя константами [4], временем задержки L и постоянной времени T , которые определяются путем проведения касательной линии в точке перегиба кривой и нахождения точек пересечения касательной с осью времени и осью уровня (рисунок 2).

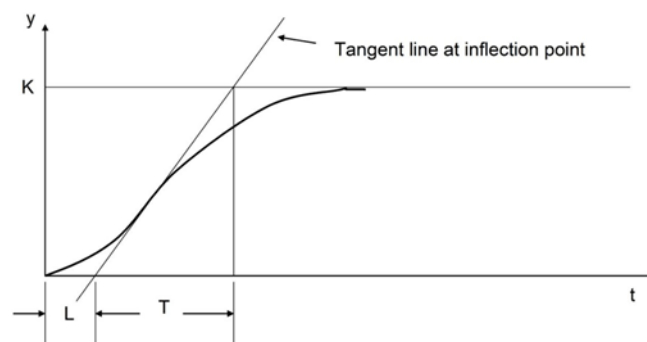


Рисунок 2. S-образная кривая реакции

3 Заключение

Разработанная установка позволяет преобразовывать волновую энергию водной поверхности в электрическую энергию для потребителей.

Дальнейшие исследования и модернизация установки направлены на расширение возможностей её использования и увеличения эффективности преобразования энергии.

Список использованных источников

- [1] REN21 Renewables 2017 Global Status Report/ под ред. А. Зевроса – Париж, 2017. – 302 с. – ISBN 978-3-9818107-6-9.
- [2] REN21 Renewables 2015 Global Status Report/ под ред. А. Зевроса – Париж, 2015. – 251 с. – ISBN 978-3-9815934-6-4.
- [3] Прогноз развития энергетики мира и России 2019 / под ред. А.А. Макарова, Т.А. Митровой, В.А. Кулагина; ИНЭИ РАН – Московская школа управления Сколково – Москва, 2019. – 210 с. - ISBN 978-5-91438-028-8
- [4] Энергоэффективность пневматического отбора мощности для волнового преобразователя энергии / М. Лиерманн, С. Атшан, О. Самхури; Международный журнал морской энергетики – 2015. – 14 с.

Dubova S. A. **RESEARCH AND OPTIMIZATION OF THE MATHEMATICAL MODEL OF THE HYDRAULIC DRIVE**

Samara National Research University

34, Moskovskoe shosse, Samara,
443086, Russian Federation

simonau@mail.com

The objective of this project is to develop a simulator based on a real 1D hydraulic slider. Once a suitable simulator based on a mathematical drive model has been prepared, you need to check the simulator output for different types of inputs. The next step is to use the same input in the current system and then compare the current outputs of the system and the simulator together.

Keywords: *alternative energy; renewable energy sources; wave generator; hydraulic circuit design; strength calculation; efficiency calculation*

References

- [1] REN21 (2017), Renewables 2017 Global Status Report, ISBN 978-3-9818107-6-9, Paris, 302 p.
- [2] REN21 (2015), Renewables 2015 Global Status Report, ISBN 978-3-9815934-6-4, Paris, 251 p.
- [3] Makarov, A. (2019), Forecast of energy development in the world and in Russia.[Prognoz razvitiia energetiki v mire I Rossii], ISBN 978-5-91438-028-8, ERIRAS, Moscow, 210 p.
- [4] Liermann, M. (2015), "Energy Efficiency of Pneumatic Power Take-Off for Wave Energy Converter", International Journal of Marine Energy, October 2015, pp.1-31.