



## ДИНАМИКА И ВИБРОАКУСТИКА

Выпуск №2, 2020

noise  
optimization acou  
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

ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ КЛАПАННЫХ УПЛОТНЕНИЙ ДЛЯ АГРЕГАТОВ, РАБОТАЮЩИХ ПРИ СВЕРХНИЗКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ И ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗКАХ

*Безродный И.И.* 6

ГЕРМЕТИЗАЦИЯ КЛАПАННЫХ УПЛОТНЕНИЙ ДЛЯ КРИОГЕННЫХ СРЕД

*Ю.И. Кондрашов, Е.Н. Ермилова, А.Н. Видяскина* 12

О ВЫБОРЕ ПАРАМЕТРОВ ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ ДЛЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ

*Е.В. Шахматов, И.А. Попельнюк* 20

ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ С КЛАПАНАМИ ПОСТОЯННОГО ДАВЛЕНИЯ

*Шахматов Е.В., Шорин В.П., Чубенко Т.А.* 26

СТЕНДОВЫЙ КОМПЛЕКС СИНХРОННОГО КОНТРОЛЯ ВИБРОШУМОВЫХ И ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ АППАРАТУРЫ

*Э.Г. Берестовицкий, Ю.А. Гладилин, А.А. Франтов* 34

Безродный И.И.

Самарский университет

34, Московское шоссе,  
Самара, Российская Федерация  
443086,

bezrodnuy95@gmail.com

**ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РАЗЛИЧНЫХ  
КОНСТРУКЦИЙ КЛАПАННЫХ УПЛОТНЕНИЙ ДЛЯ  
АГРЕГАТОВ, РАБОТАЮЩИХ ПРИ СВЕРХНИЗКИХ  
ТЕМПЕРАТУРАХ И ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗКАХ**

*Потребность использования водорода, как полноценную замену керосина, возрастает с каждым днем. Еще с прошлого века ведутся, во всем мире исследования по разработке топливной системы, в которой используется водород. Множество технических проблем возникает при использовании данного вещества, как сопоставление авиационному керосину. Одной из важных проблем, является разработка конструкции уплотнения, для клапанов, которая способна за счет своей конструкции и материала из которого сделано КУ, обеспечить максимальный ресурс работы, а также уменьшить усилие привода для герметизации.*

**Ключевые слова:** водород; клапан; сильфон

**1 Введение**

В настоящее время, проблема поиска альтернативных источников энергии становится все более актуальной. Ограниченность природных запасов и возрастающая сложность добычи ископаемого топлива, в совокупности с глобальным загрязнением окружающей среды, а также рост энергопотребления из за развития промышленности, являются основными факторами, которые стимулируют человечество в поисках новых источников энергии. В связи с не возобновлением традиционных источников энергии, таких как углеводородное топливо, может привести к их сильному подорожанию. По данным европейского сообщества при современном употреблении углеводородных топлив, получаемого из нефти, доказанных запасов нефти может хватить на 40 – 50 лет. Особенно остро проблема ограниченности природных запасов встала перед авиацией, поскольку прогнозируется в будущем увеличение количества авиaperевозок. В качестве наиболее перспективных видов топлив в настоящее время рассматриваются жидкий водород и сжиженный природный газ [4].

Для криогенного топлива к общим проблемам можно отнести, обеспечение пожаро- и взрывобезопасности, контроль утечек топлива, способ поддержания давления в баках, работу насосов, создание криогенных регулирующих и управляющих агрегатов с минимальными весовыми характеристиками, подбор уплотнительных материалов, для герметизации по запорным органам, а также для баков и коммуникаций топливных магистралей. Создание высококачественной низкотемпературной теплоизоляции, предотвращающей вскипание криогенного топлива и обледенения конструкции. Стоит отметить, что существующие наработки при использовании этих видов топлив в наземных условиях из за их значительных весовых характеристик в авиации неприемлемо. Для данных видов топлива (метан, водород), необходимо использовать вакуумную изоляцию из- за их высокой летучести.

**2 Применения криогенных топлив в авиации**

К достоинствам для данных источников энергии авиации, является использование их в качестве хладагента, как и для различных

узлов двигателей, так и при полете самолета на больших скоростях, повышение дальности полета на 20% - 30% без увеличения объема топливных баков. Главным достоинством, является увеличенный ресурс работы двигателя (при работе на метане увел. на 25%). При создании агрегатов управления для работы в условиях сверхнизких температур, возникают проблемы сверхпроводимости (использовании различных электроприводов электромагнитные, электрогидравлический), по этому в качестве приводов чаще всего используют сильфонный привод, роль данного привода, как разделитель сред. При применении поршневого сильфонного привода, возрастает роль динамики нагружения КУ на ресурс уплотнительного элемента и при значительном уплотнении полимерного уплотнителя в условиях сверхнизких температур, использовании последнего становится проблематично. В частности жесткость фторопласта при  $t = -254^{\circ}\text{C}$  возрастает в 6-8 раз, что естественно не существенно увеличивает усилие привода [2, 3].

### 3 Перспективы клапанных уплотнений для криогенных сред

При работе в сверхнизких температурах к КУ предъявляют более жесткие требования, такие как:

- работа при диапазоне температур (от  $-253$  до  $+250$ )
- конструкция клапанных уплотнений должна компенсировать значительные изменения свойств применяемых материалов.
- клапанные уплотнения должны быть герметичны, как при экстремальной температуре рабочей и окружающей среды, так и в нормальных условиях.

При выборе материала в качестве уплотнителя Ду запорного органа агрегата, необходимо учитывать следующие факторы влияющий на герметичность уплотнителя (рисунок 1) с учетом влияния изменение температурного диапазона при работе

уплотнителя.

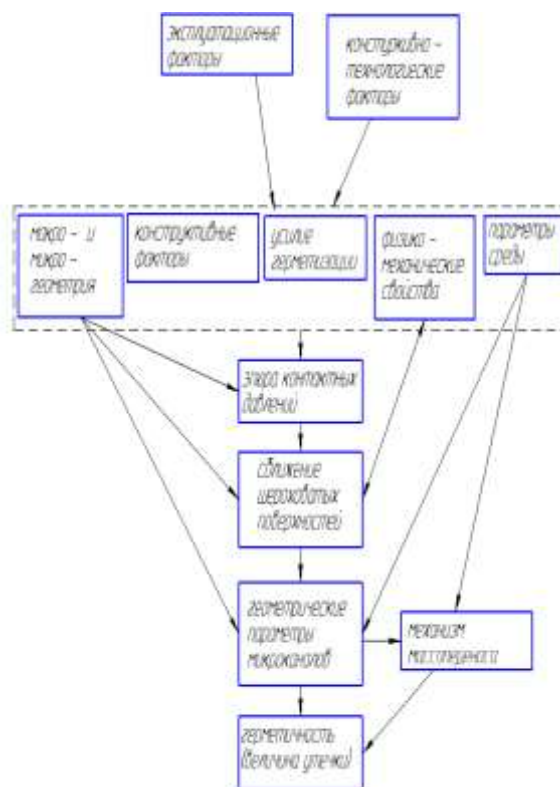


Рисунок 1 - Факторы влияющие на герметичность

Произведен расчет параметров КУ на основе упругой кромки для агрегатов перекрывного с  $du = 50$  мм. Такое конструктивное решение КУ при использовании его в агрегате для жидкого водорода позволяет существенно снизить требуемое контактное давление для герметизации по сравнению с использованием в качестве уплотнения фторопласт и при этом уменьшит рабочее усилие в том числе снизить управляющее давление для поддавливания с целью обеспечения герметизации. Одним из перспективных направлений для герметизации криогенных сред, является уплотнения на основе метал - метал с упругой кромкой на рисунке 2 [5].

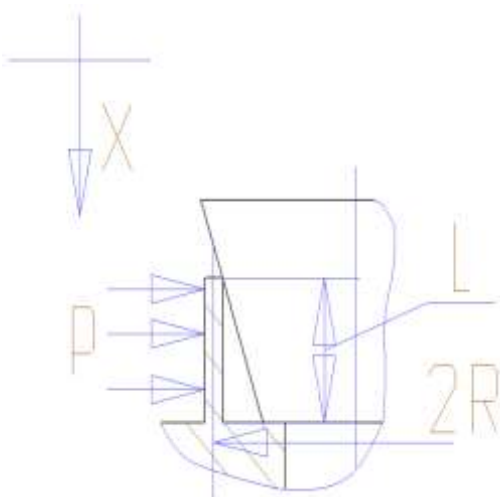


Рисунок 2 - КУ на основе упругой кромки

При этом возникают следующие варианты нагружения клапанного уплотнения, показанные на рисунке 3.

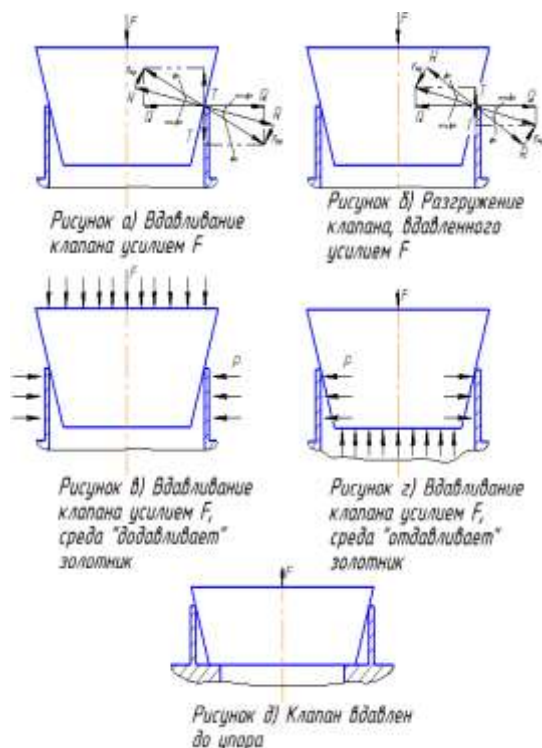


Рисунок 3 - Варианты нагружения клапанного уплотнения

Определения нагрузок действующих в зоне упругого контакта применительно к схеме нагружения, которая изображена на рисунке 3а, можно рассчитать следующим образом:

Действующие на оболочечное седло распределенная нагрузка  $T$  и радиальная  $Q$

находятся из выражений:

$$T = \frac{F}{2\pi \cdot R \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)},$$

где  $F$  - усилие создаваемое приводом для обеспечения требуемой степени герметичности;

$$Q = \frac{F}{2\pi \cdot R \cdot (\alpha + \varphi)}.$$

Реакция в контакте (необходима для определения герметичности затвора):

$$R = \sqrt{T^2 + Q^2} = \frac{T}{\sin(\alpha + \varphi)}.$$

Сила трения в контакте:

$$F_{\text{тр}} = R \times \sin \varphi = T \frac{\sin \varphi}{\sin(\alpha + \varphi)}.$$

Проекция силы трения на вертикальную ось:

$$F_{\text{тр}}^B = F_{\text{тр}} \times \cos \alpha = T \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \varphi}.$$

Учитывая высокую скорость посадки запорного органа на седло, происходит их соударение, возникают большие контактные нагрузки, вызывающие пластическую деформацию седла, поэтому в клапанах используются уплотнения на основе упругой кромки, при динамических нагрузках используются упоры ограничивающие в радиальном направлении деформацию седла, что в целом такого рода конструктивные решения, при различных контактирующих материалов затвора и упругого седла с учетом условий эксплуатации, обеспечивают надежную герметизацию по затвору при сверхнизких температурах и минимальных усилий привода для герметизации [5].

При применении поликарбоната марки ПК-2-М в качестве уплотнителя в среде жидкого водорода, жесткость поликарбоната возрастает приблизительно в 3 раза, что естественно требует снижения усилия привода обеспечивающего требуемую герметичность по КУ. Однако в обоих случаях использование фторопласта и поликарбоната, при динамических нагрузках, в условиях знакопеременных температурных режимах и ресурсных испытаний, у такого вида уплотнительных материалов возникают большие внутренние напряжения снижающие ресурс работы агрегата, это подтвердили испытания в среде



жидкого водорода. Ресурсные испытания агрегата представленного на рисунке 4.

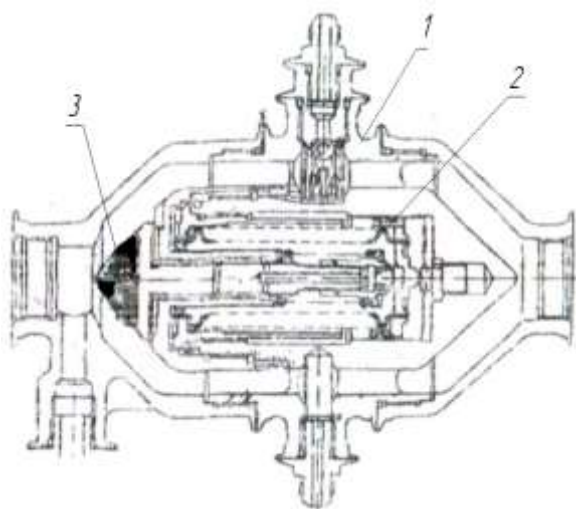


Рисунок 4 - Клапан перекрывной (1 - корпус; 2 - сильфонный привод; 3- уплотнительный элемент )

В расчете КУ из 5 вариантов стали (BC25, 07X16H6, сплав АВ, 07X21ГАН5, БрАЖ9-4), была выбрана сталь 07X16H6, из которой можно изготовить КУ с минимальными размерами  $L = 10,5 \dots 16$  мм,  $h = 1,9$  мм, ( $h$  – толщина седла,  $L$  – длина оболочечного седла). Было произведено сравнение материала 07X16H6 с фторопластом (таблица 1).

Таблица 1 - сравнение материала 07X16H6 с фторопластом

	Рабочая температура, C <sup>0</sup>	Предел прочности, МПА
07X16H6	-250...+400	720
Фторопласт	-200 ...+210	32

Данный материал (07X16H6) превосходит фторопласт по таким параметрам, как рабочая температура и предел прочности, что в некоторой степени повлияет на работу клапана.

Оценку конструктивных решений можно производить в специальной установки для ресурсных испытаний клапанных уплотнений, принципиальная схема, которой представлена на рисунке 5.

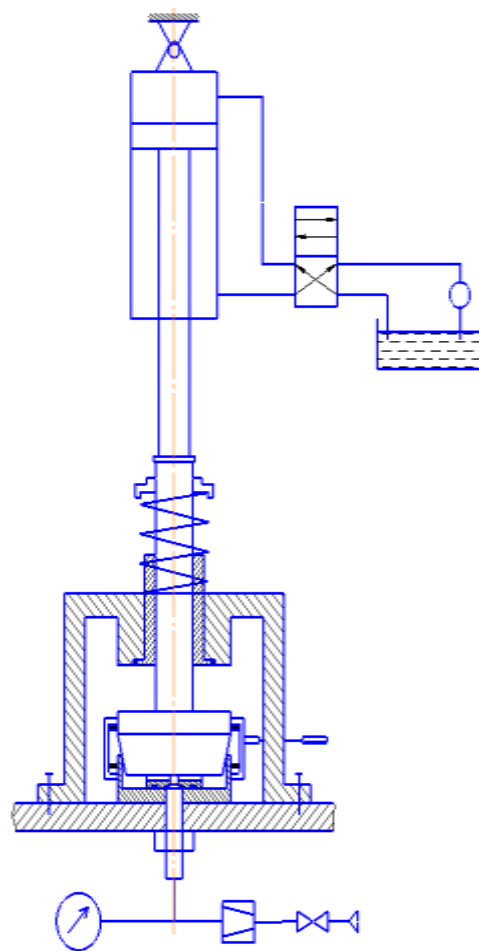


Рисунок 5 - Принципиальная схема установки для ресурсных испытаний клапанных уплотнений

#### 4 Экспериментальные исследования многослойных сильфонов

При данном эксперименте исследовались различные типа размеры сильфонов на машине ZMG1 250, для определения изменения жесткости сильфонов в криогенных средах (таблица 2).

Таблица 2 - Определения изменения жесткости сильфонов в криогенных средах

Типоразмер сильфона	ГОСТ	Температур испытаний в Кельвинах		
		293	203	77
		$\alpha$	$\alpha$	$\alpha$
27-9-0,16×6	21744-66	1,0	1,04	1,11
38-8-0×6	21744-66	1,0	1,05	1,18
38-13-0×6	21744-66	1,0	1,03	1,12
48-13-0,2×10	21744-66	1,0	1,04	1,14
63-6-0,25	24553-81	1,0	1,02	1,05

$\alpha$  – безразмерный коэффициент учитывающий изменение жесткости сальфона при изменении температуры.

В данном эксперименте 293 К – среда воздух, 203 К – среда азот, 77 К – среда водород.

В этом исследовании было установлено, что изменение жесткости сальфонов незначительно и составляет 10 – 18% в сторону увеличения.

При изменении температуры до криогенной, существенно изменяется усилие потребное для герметизации по затвору, это связано прежде всего, в частности при использовании сальфоного привода, а точнее с изменением жесткости сальфона о чем говорят исследования (см. выше), этот фактор необходимо учитывать при герметизации.

## 5 Заключение

Таким образом, можно сделать вывод, что при переходе на альтернативный источник энергии, необходимо провести оценку

эффективности на основе результатов, полученных при испытании системы топливопитания в целом, а также при создании этого объекта использовать современные методы проектирования и новые материалы.

## Список литературы

- [1] Клапанные уплотнения пневмогидроагрегатов / Б. В. Кармугин, Г. Г. Стратиневский, Д. А. Мендельсон. - М. : Машиностроение, 1983. - 153 с.
- [2] Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник-учебник / Л. А. Кондаков, А. И. Голубев, В. Б. Овандер и др.; Под общ. ред. А. И. Голубева, Л. А. Кондакова.-М.: Машиностроение, 1986.-464 с., ил.
- [3] Гольдман А.Я. Прочность конструкционных пластмасс. Л.: Машиностроение, ленингр. отделение, 1979. - 320 с.
- [4] Внимание: газы. Криогенное топливо для авиации: Справочник-воспоминание для всех / Андреев В., Борисов В., Климов В. [и др.]; [Науч. ред.-В.Т. Климов]. - М. : Моск. рабочий, 2001. - 223 с.
- [5] ] А.С. 1634913 Кондрашов Ю.И. и др.16К 1/42 зарег. 15 ноября 1990 г.

**THE PERSPECTIVE USE OF VARIOUS VALVE SEAL DESIGNS FOR COMPONENTS, FUNCTIONING UNDER ULTRALOW TEMPERATURE AND DYNAMIC FORCE**

**Ilya I. Bezrodnyy**

Samara University  
34, Moskovskoe shosse,  
Samara, Russian Federation  
443086,  
bezrodny95@gmail.com

*The need for the use of hydrogen as a proper substitution for kerosene-based aviation fuel is constantly growing. Research has been carried out to develop a fuel system that uses hydrogen since the previous century. The use of this fuel instead of kerosene-based fuel creates numerous technical issues. One of the most important issues is designing a seal for the valves, that would, by their design and the materials used, provide maximum durability and reduce the actuating force for sealing.*

**Key words:** *hydrogen; valve; bellow valve*

**Reference**

- [1] Klapannyye uplotneniya pnevmogidroagregatov / B.V. Karmugin, G.G. Stratinevsky, D. A. Mendelson, - M. : Mashinostroyeniye, 1983. - 153 p.
- [2] Uplotneniya i uplotnitelnaya tekhnika: spravochnik uchebnik / L.A. Kondakov, A. I. Golubev, V. B. Ovander i dr.; Pod obshch. red. A. I. Golubeva, L.A. Kondakova, - M. : Mashinostroyeniye, 1986. - 464 p.
- [3] Goldman, A. Y. Prochnost konstruktsionnyikh plastmass.L.:Mashinostroyeniye, leningr. otdelenie, 1979. - 320 p
- [4] Vnimaniye gazu. Kriogennoe toplivo dlya aviatsii : Spravochnik - vospominanie dlya vseh / Andreev V., Borisov V., Klimov V. [ i dr.]; [ Nauch. red.- V.T. Klimov,]-M.:Moskv. rabochiy, 2001.-223 p.
- [5] A.S. 1634913 Kondrashov, Y.I. i dr.16k 1/42 zareg. 15 noyabrya 1990 y.

**ГЕРМЕТИЗАЦИЯ КЛАПАННЫХ УПЛОТНЕНИЙ ДЛЯ КРИОГЕННЫХ СРЕД**

**Ю.И. Кондрашов,  
Е.Н. Ермилова,  
А.Н. Видяскина,**

Самарский национальный  
исследовательский университет  
имени академика С. П. Королёва

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

ermilova6488@gmail.com

*В статье представлена методика расчета герметичности стыка клапанных пар различного типа, предназначенных для эксплуатации в экстремальных условиях использования криогенных сред. При воздействии криогенных температур (ниже  $-120^{\circ}\text{C}$ ) происходит существенное изменение механических свойств контактирующих в клапанной паре материалов (повышается  $\sigma_{\text{вр}}$ , предел текучести и другие механические характеристики материалов). Такое изменение механических свойств требует существенного увеличения контактирующего усилия для герметизации. В статье была определена проводимость стыка и величина натеканий рабочей среды для различных видов поверхностей контакта клапанных пар.*

**Ключевые слова:** клапанное уплотнение; зазор; рельеф; контактирующая поверхность; криогенная среда; герметизация; деформация; проводимость

**1 Введение**

Многообразие задач, решаемых агрегатами пневмогидроавтоматики, привело к большому разнообразию клапанных уплотнений (КУ). На практике наибольшее распространение получили плоские, конические, сферо-конические и ножевые КУ. При этом имеет место следующее сочетание материалов элементов КУ: металл-по-металлу, металл-по-резине, металл-по-полимеру. Теоретические подходы к оценке герметичности КУ основываются на рассмотрении влияния микрозазоров, микрорельефа контактирующих уплотнительных поверхностей [1, 2, 3, 4, 5, 6]. При этом для повышения степени герметичности КУ рассматриваются:

- улучшение микрорельефа уплотнительных поверхностей, путем повышения качества доводки различными технологическими методами обработки;
- уменьшение микрозазоров за счет увеличения силы контактирования;

- заполнение микрозазоров за счет использования эластомеров или пластичных материалов;

- компенсация неровностей поверхности (отклонений от заданной микрогеометрии) за счет использования гибких элементов и других конструктивных решений.

В общем различные способы герметизации КУ основаны на деформации контактирующих элементов в связи с чем КУ могут быть классифицированы по следующим конструктивным признакам:

- по жесткости элементов – с жесткими и гибкими элементами;
- по характеру деформаций – с упругой деформацией, с пластической деформацией всего уплотнителя, с пластической деформацией поверхностного слоя одного из элементов уплотнителя;
- по материалу контактирующих элементов – металл по металлу (твердый по твердому, твердый по мягкому, твердый по твердому с мягким покрытием), металл по неметаллу (металл по эластомеру, металл по

полимеру, металл по полимерному покрытию, металл по керамике);

- по форме уплотнительных поверхностей – плоские, конические, сферические, тороидальные с острой кромкой ( $R < 0,1 \text{ мм}$ ), ножевые;

- по ширине контакта – по поверхности, по линии (ширина до 0,3 мм).

На практике чаще всего выбор параметров контактирующих поверхностей КУ осуществляется с помощью использования различных эмпирических зависимостей, полученных экспериментально для различных классов материалов и связывающих контактное усилие, потребное для герметизации соединения с размерами контактирующих поверхностей.

В гораздо более жестких условиях должны работать клапанные уплотнения агрегатов, предназначенные для эксплуатации в экстремальных условиях, особенно при температуре рабочей или окружающей среды в интервалах от  $-253 \text{ }^\circ\text{C}$  до  $+350 \text{ }^\circ\text{C}$  и выше [2, 3, 4, 6, 9]

К таким уплотнениям, наряду с обычными требованиями по безотказности работы, устойчивости к воздействию механических нагрузок, ресурсу, минимальности потребного усилия для герметизации, минимальности допускаемой утечки в течении значительного гарантийного и назначенного срока службы и др. предъявляются специфические требования, основными из которых следует считать следующие :

Клапанные уплотнения зачастую должны работать как на жидком и газообразном продукте, так и на двухсредной смеси;

Клапанные уплотнения должны быть герметичны как при экстремальной температуре рабочей и окружающей среды, так и в нормальных условиях;

Конструкция клапанных уплотнений должна компенсировать значительные изменения свойств применяемых материалов в этих условиях использования.

## 2 Методика расчета проводимости клапанных пар

В настоящее время для герметизации криогенных сред применяются клапанные пары плоского или конусного типа, требующие повышенных требований по геометрии исполнения. При этом использование полимеров в качестве уплотнительного элемента становится не перспективным при температурах ниже  $-200 \text{ }^\circ\text{C}$ , поскольку пластичные свойства уплотнительного элемента ухудшаются в десятки раз. Например, при температуре  $-254 \text{ }^\circ\text{C}$  пластические свойства фторопласта ухудшаются в  $\sim 60 \dots 80$  раз при одновременном снижении ударной прочности.

В связи с этим заслуживают внимания клапанные пары металл-по-неметаллу.

Работоспособность клапанных пар металл-по-неметаллу определяется воздействием большого количества различных факторов как при изготовлении и монтаже клапанных пар, так и в условиях эксплуатации.

К числу определяющих факторов отнесены: динамические явления, возникающие при герметизации клапанных пар; технологическая наследственность клапанных пар; параметры макро- и микрорельефа; физико-механические характеристики материалов клапанной пары при криогенных температурах; конструктивная схема уплотнения.

Исследование влияния динамических явлений при герметизации преследовало цель определения коэффициента динамичности для клапанных пар различного конструктивного исполнения и тем самым анализа реальных контактных давлений герметизации. При этом учитывались соображения минимализации погонных усилий герметизации (снижения энергоёмкости привода) и повышение работоспособности клапанов [7, 8].

Анализ влияния рельефа уплотняющих поверхностей на герметичность преследовал целью создание оптимальной технологии

обработки клапанных пар, обеспечивающей герметичность при минимальных контактных давлениях и повышенную работоспособность.

Влияние физико-механических характеристик циклического взаимодействия необходимо рассматривать в следующих направлениях: кинематика измерения физико-механических характеристик материалов клапанной пары при работе в криогенных средах; анализа возможных разрушений поверхностного слоя.

Рассмотрим влияние одного из главных факторов, определяющих усилие герметизации клапанных пар для криогенных сред. В работах [4, 5, 6] проводимость стыка определяется характером контактирования продольных микронеровностей. Проводимость стыка при этом определяется проводимостью зазоров в виде треугольников, образованных контактирующими выступами и проводимостью щели, образованной неконтактирующими выступами. Однако с увеличением сближения уплотняющих поверхностей под воздействием усилия, создаваемого с помощью различных приводов и прилагаемого для обеспечения герметичности стыка, число контактирующих выступов увеличивается, и можно с некоторым приближением считать, что проводимость стыка будет определяться проводимостью микрозазоров в виде треугольников (рисунок 1).

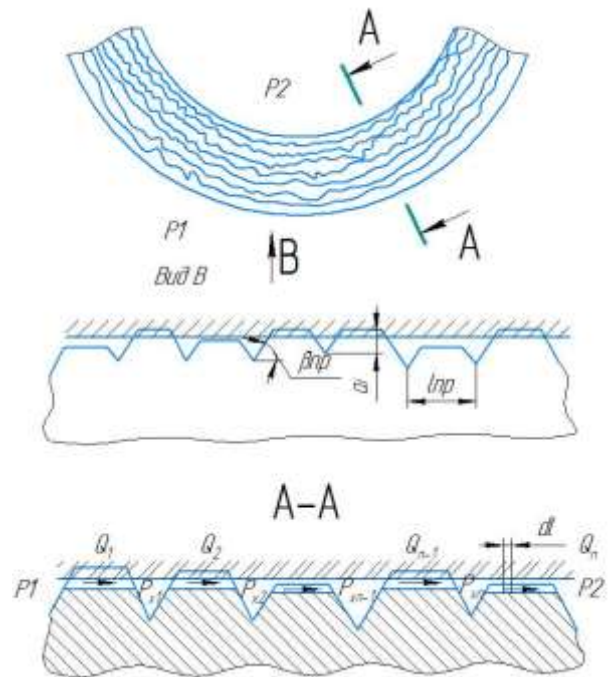


Рисунок 1 – Схема контакта уплотняемых поверхностей

В общем случае закон распределения впадин можно описать уравнением:

$$\gamma(\varepsilon) = \frac{\mathcal{G}_r}{\mathcal{G}_e} = c \cdot \varepsilon^\omega, \quad (1.1)$$

где  $\mathcal{G}_r$  – количество впадин при заданном сближении;

$\mathcal{G}_e$  – число всех впадин;

$\varepsilon$  – относительное сближение;

$c, \omega$  – константы, характеризующие функции распределения продольных неровностей.

В дальнейшем будем рассматривать закон распределения, в котором  $\omega = 1$ ,  $c = \frac{h_{\max}}{h_{np \max}}$ ,

где  $h_{\max}$  – максимальная высота неровностей;

$h_{np \max}$  – предельная максимальная высота продольных неровностей.

Размеры микрозазоров, по которым натекает рабочая среда, исходя из высоты единичного треугольника :

$$a_i = h_{bi} - \varepsilon \cdot h_{\max}, \quad (1.2)$$

где  $h_{bi}$  – величины впадин;

$h_{\max}$  – максимальная высота неровностей.

Величина основания треугольника:

$$b_i = 2 \arctg \beta_{np} \cdot h_{np \max} \cdot \quad (1.3)$$

Длина трубопровода:

$$l = \frac{l_{np} \cdot l_{non} \cdot q_c}{(l_{np} - 2a_{i \max} \cdot ctg \beta) \cdot c \cdot \sigma_s},$$

где  $l_{np}$  – шаг продольных неровностей;

$l_{non}$  – шаг поперечных неровностей;

$q_c$  – удельное контурное давление;

$\sigma_s$  – предел текучести;

$c \approx 3$

Проводимость стыка длиной  $l_{non}$ :

$$U' = \sum_{i=1}^{n_{np}} U_i, \quad (1.4)$$

где  $U_i$  – проводимость  $i$ -того треугольника;

$n_{np}$  – число выступов в стыке шириной  $l_{non}$ .

Для определения проводимости необходимо знать режимы течения газов через соответствующие микрозоры, которые характеризуются отношением длины свободного пробега молекул при заданных условиях (давление, температура) и размеров микрозоров.

Различают молекулярный, вязкостный и промежуточный режимы течения газов.

При изменении сближения уплотняющих поверхностей, температуры и давления газа режимы течения могут изменяться. Они изменяются также по ширине уплотнения, вследствие изменения давления в стыке по ширине уплотнения. Поэтому вести расчет проводимости для молекулярного и вязкостного режима нецелесообразно. В этом отношении следует пользоваться полуимперической формулой Кнудсена для промежуточного режима:

$$U = U_e + Z \cdot U_m,$$

где  $Z \approx 0,9$ ;

$U_e$  – проводимость при вязкостном режиме;

$U_m$  – проводимость при молекулярном режиме.

Проводимость трубопровода при молекулярном режиме:

$$U_{im} = \frac{4860 a_i^3}{l \cdot tg \beta_{np}} \sqrt{\frac{T}{M}} \left[ \frac{cm^3}{сек} \right], \quad (1.5)$$

где  $T$  – абсолютная температура;

$M$  – молекулярный вес.

При вязкостном режиме:

$$U_{is} = \frac{2000 a_i^4 \cdot \bar{P}}{l \cdot \eta \cdot tg \beta_{np}} \sqrt{\frac{T}{M}} \left[ \frac{cm^3}{сек} \right], \quad (1.6)$$

где  $\bar{P}$  – среднее давление;

$\eta$  – вязкость газа в  $\left[ \frac{H \cdot сек}{M^3} \right]$ .

Проводимость всех треугольных трубопроводов при некотором сближении  $\varepsilon$  в общем случае можно описать уравнением:

$$U = \sum U_i = K \sum a_i^n, \quad (1.7)$$

где  $K$  – коэффициент;

$n = 3, 4$ ;

$$a_i = h_{\max} (X - \varepsilon); \quad (1.8)$$

$X$  – текущее значение  $\varepsilon$ ;

Используя уравнение (1.1) найдем  $d\mathcal{G}_r$  при  $\omega=1$ :

$$d\mathcal{G}_r = \frac{\mathcal{G}}{n_{пол}} c dx. \quad (1.9)$$

Считая, что функция  $\gamma \varepsilon$  непрерывна, имеем:

$$\sum_{\varepsilon}^{\varepsilon_k} a_i = \int_{\varepsilon}^{\varepsilon_k} h_{\max}^n (X - \varepsilon)^n \frac{\mathcal{G}_c}{n_{пол}} c dx = \frac{h_{\max}^n \mathcal{G}_c \cdot c (\varepsilon_k - \varepsilon)^{n+1}}{n_{пол} (n+1)}, \quad (1.10)$$

$$\text{где } \varepsilon_k = \frac{h_{np \max}}{h_{\max}}.$$

Тогда:

$$U = \frac{h_{\max}^3 \mathcal{G}_c \cdot c (\varepsilon_k - \varepsilon)^4}{n_{пол} l \cdot tg \beta_{np}} \cdot \left[ 993,5 \sqrt{\frac{T}{M}} + \frac{400 h_{\max} (\varepsilon_k - \varepsilon) \bar{P}}{\eta} \right] \quad (1.11)$$

В установившемся режиме течения газа:

$$Q_1 = Q_2 = \dots = Q_n, \quad (1.12)$$

где  $n = \frac{B}{l_{пол}} - 1$ ;

$B$  – ширина уплотнения.

Для элемента  $dl$ , которому соответствует перепад давления  $dP$ , можно записать:

$$Q = \frac{dP}{dW}; \quad (1.13)$$

где  $dW$  – сопротивление (импеданс) элемента  $dl$ .

Уравнение 1.11 можно записать в виде:

$$U = \frac{A}{l}(B - CP); \quad (1.14)$$

где

$$A = \frac{h_{\max}^3 \cdot \vartheta_c c (\varepsilon_\kappa - \varepsilon)^4}{n_{\text{нол}} \cdot \text{tg} \beta_{\text{np}}}; \quad (1.15)$$

$$B = 993,5 \sqrt{\frac{T}{M}}; \quad (1.16)$$

$$C = \frac{400 h_{\max} (\varepsilon_\kappa - \varepsilon)}{\eta}; \quad (1.17)$$

Следовательно:

$$Q = A(B + CP) \frac{dP}{dl}; \quad (1.18)$$

Откуда:

$$Q = \int_0^l dl \cdot Ql = \int_{Pr}^{P_{xn}} A(B - CP) dP; \quad (1.19)$$

$$Q = \frac{AB}{l}(P_{xn} - P_2) + \frac{AC}{l}(P_{xn}^2 - P_2^2); \quad (1.20)$$

Можно определить из следующей системы уравнений, полученной при сравнении потоков газа  $Q_1, Q_2, \dots, Q_n$ :

$$\left\{ \begin{array}{l} P_1(B + \frac{CP_1}{2}) - 2P_{x1}(B + \frac{CP_{x1}}{2}) + \\ + P_{x2}(B + \frac{CP_{x2}}{2}) = 0 \\ P_{x1}(B + \frac{CP_{x1}}{2}) - 2P_{x2}(B + \frac{CP_{x2}}{2}) + \\ + P_{x3}(B + \frac{CP_{x3}}{2}) = 0 \\ \bar{P}_{xn-1}(B - \frac{C\bar{P}_{xn-1}}{2}) - 2P_{xn}(B + \frac{CP_{xn}}{2}) + \\ + \bar{P}_2(B + \frac{C\bar{P}_2}{2}) = 0 \end{array} \right. \quad (1.21)$$

Решая систему уравнений (1.21) получим:

$$\begin{aligned} \frac{C}{2} P_{xn}^2 + BP_{xn} - \frac{1}{n+1} P_1(B + \frac{CP}{2}) - \\ - \frac{n}{n+1} P_2(B + \frac{CP_2}{2}) = 0; \end{aligned} \quad (1.22)$$

$$P_{xn} = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 2c \left[ \frac{1}{n+1} P_1 \left( B + \frac{CP_1}{2} \right) + \frac{n}{n+1} P_2 \left( B + \frac{CP_2}{2} \right) \right]}}{C} \quad (1.23)$$

Подставляя  $A, B, C$  и  $P_{xn}$  в (1.20) определяем поток газа через уплотнение.

Сближение контактирующих поверхностей определяют согласно (1), например, для пластического контакта:

$$\varepsilon = \left( \frac{q_c}{c\sigma_s b} \right)^{\frac{1}{v}} \quad (1.24)$$

где  $v, b$  – параметры опорной кривой.

Для определения герметичности стыка клапанных пар конусного типа (рисунок 2) необходимо определить сближение контактирующих поверхностей при совместном действии нормальной и касательной нагрузках.

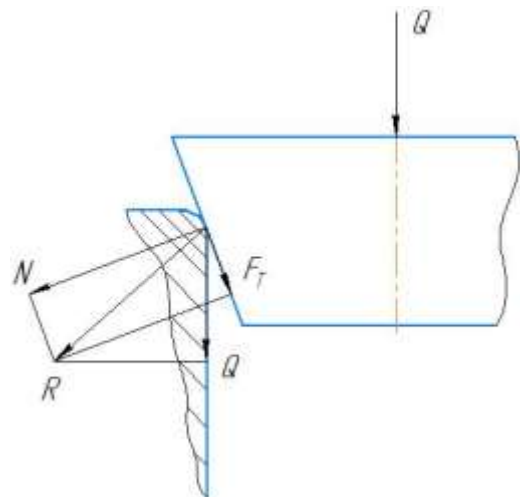


Рисунок 2 – Клапан конусного типа

В том случае, когда высота неровностей превышает упругую деформацию полупространства, контактные деформации определяются внедрением (смятием)



микронеровностей. Следовательно, в этом случае радиус R определяет распределение микронеровностей по высоте относительно гладкой поверхности и кривую опорной поверхности шероховатого слоя также относительно гладкой поверхности.

Кривая опорной поверхности в этом случае примет вид:

$$r = b^* \left( \frac{d}{h_{\max}} \right)^v, \quad (1.25)$$

где

$$b^* = b \frac{\Gamma(0,5)\Gamma(v+1)}{2\Gamma(v+1,5)}. \quad (1.26)$$

Здесь  $\Gamma$  – гамма-функция.

Сближение поверхностей  $\varepsilon$  согласно (1.14) и учитывая, что ширина контакта  $B = 2\sqrt{2Rh_{\max}\varepsilon}$  равно:

$$\varepsilon = \left( \frac{N}{2\pi\sqrt{2Rh_{\max}}b^*c\sigma_s} \right)^{\frac{1}{v+0,5}}; \quad (1.27)$$

где

$$N = \frac{Q}{\sin\alpha + f\cos\alpha}, \quad (1.28)$$

$f$  – коэффициент трения.

В том случае, когда величина упругой деформации полупространства превышает высоту микронеровностей, ширину зоны контакта определяют согласно Герцу, а затем определяют сближение, считая, что при приложении нагрузки на стык образуется практически плоская контурная площадка касания.

При одновременном действии нормальной и касательной нагрузки сближение согласно (12) определяется:

$$\varepsilon_{\kappa} = \left( 2\sqrt{1+f^2} \right)^{\frac{1}{v}} \varepsilon. \quad (1.29)$$

Так, как сближение изменяется по ширине контакта, то для расчетов проводимости следует брать среднее значение, которое равно:

$$\varepsilon_{cp} = \frac{2}{3} \varepsilon_{\kappa}. \quad (1.30)$$

Методика расчета проводимости клапанных пар конусного типа аналогична

методике определения проводимости плоских клапанных пар.

Методика определения натеканий для волнистой поверхности аналогична определению натеканий для шероховатой поверхности. Только вместо  $v$  и  $b$  следует использовать:

$$v^* = v + 0,5 \quad (1.31)$$

$$b^* = b \left( \frac{H_b + h_{\max}}{H_b} \right)^{0,5} \cdot \frac{\Gamma(0,5)\Gamma(v+1)}{2\Gamma(v+1,5)} \quad (1.32)$$

А вместо  $h_{\max}$  и  $h_{pr\max}$  использовать суммы  $h_{\max} + H_b$ , где  $H_b$  – высота волны.

Следует отметить, что формулы (1.31) и (1.32) используют для случая, когда высота волн не превышает высоту неровностей.

В случае, когда высота волн значительно отличается от шероховатости или когда необходимо учитывать отклонения форм сопрягаемых поверхностей, следует при определении натеканий в формулу (1.20) ввести слагаемое, учитывающее дополнительную проводимость щели, образованной вышеперечисленными факторами. При этом вышеприведенные формулы будут соответствовать контурной площади.

### 3 Заключение

К уплотнениям агрегатов, работающих в экстремальных условиях криогенных сред, предъявляются повышенные требования герметичности. Такие уплотнения должны обеспечивать герметичность в широком интервале рабочих температур. При этом сама рабочая среда может находиться в двухфазном состоянии, что существенно меняет картину герметизации соединяемой клапанной пары, в том числе и при изменении механических свойств контактирующих материалов от температурного воздействия рабочей среды. Кроме того, зачастую некоторые криогенные среды не обладают смазывающим эффектом, что также усложняет процесс герметизации соединения.

Предложенная выше методика позволяет рассчитать проводимость стыка контактных поверхностей клапанных пар плоского и конического типа при промежуточном режиме течения газа.

#### Список использованных источников

- [1] Кармугин, Б.В. Клапанные уплотнения пневмогидроагрегатов / Б.В. Кармугин, Г.Г. Стратиневский, Д.А. Мендельсон – М.: Машиностроение, 1983. – 152 с.
- [2] Гуревич, Д.Е. Конструирование и расчет трубопроводной арматуры. — Л.: Машиностроение, 1969. - 887 с.
- [3] Рот, А. Вакуумные уплотнения – М.: Энергия, 1971. – 464 с.
- [4] Эдельман, А.И. Топливные клапаны жидкостных реактивных двигателей – М.: Машиностроение, 1970. – 244 с.
- [5] Кармугин, Б.В. Современные конструкции малогабаритной пневмоарматуры / Б.В. Кармугин, В.Л. Кисель, А.Г. Лазебник – Киев: Техника, 1980. – 295 с.
- [6] Журавлев, О.А. Визуализация структуры потока газа при разупрочнении клапана / О.А. Журавлев [и др.] // 12 Международная научно-техническая конференция «Оптические методы исследования потоков» – Москва: НИУМЭИ, 2013.
- [7] Гафуров, С.А. Экспериментальное исследование динамической нагруженности

уплотнительных элементов клапанной пары от подвижных частей пневмопривода / Гафуров С.А., Кондрашов Ю.И., Салмина В.А. // Динамика и виброакустика машин : материалы третьей международной научно-технической конференции– Самара: Самарский университет, 2016. –С. 218 с.

[8] Кондрашов, Ю.И. О некоторых вопросах оценки герметичности клапанных уплотнений / Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника – Самара : Самарский университет, 2017. – С. 155-164.

[9] Рыжов, Э.Б. Контактное взаимодействие твердых тел при статических и динамических нагрузках / Э.Б. Рыжов, Ю.В. Колесников, А.Г. Суслов – Киев: Наукова думка, 1982. – 172 с.

[10] Огар, П.М. Исследование влияния контактных давлений в деталях уплотнительных соединений на их герметичность : Автореф. дис. канд. тех. наук – Львов, 1983. – 220 с.

[11] Сейнов, С.В. Обеспечение основных показателей качества трубопроводной арматуры клапанного типа при проектировании, изготовлении и эксплуатации // Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции «Технологическое управление триботехническими характеристиками узлов машин». – М.:Знание, 1983. – С. 209-210.

[12] Дёмкин, Н.Б. Контактное взаимодействие шероховатых поверхностей – М: Наука , 1970. – 227с.

[13] Рыжов, Э.В. Контактная жёсткость деталей машин – М: Машиностроение, 1966.

## HERMETIZATION OF VALVE SEALS FOR CRYOGENIC FLUIDS

**Yuriy I. Kondrashov,  
Anna N. Vidyaskina,  
Elena N. Ermilova,**

Samara National Research University

34, Moskovskoe shosse, Samara,  
443086, Russian Federation

ermilova6488@gmail.com

*For units providing flow control for cryogenic fluids and operating under conditions of a significant change in the temperature range from positive to cryogenic and in a two-phase state of the working fluid, the problem of sealing the closure members of the units (valve pairs) becomes urgent.*

*Joint sealing is ensured by creating contact pressure in the joint through deforming the roughness peaks obtained by surface treatment of the valve pair.*

*The mechanical properties of the materials of the contacting valve pairs change significantly under the influence of cryogenic temperatures. First of all, the plastic properties are reduced, therefore, the creation of increased contact pressure is required.*

*The article presents a methodology for evaluation of changes in the microgeometry of contacting surfaces depending on the specific contact pressure. It also allows one to evaluate the conductivity of microgaps in the viscous and molecular regimes of fluid flow through contacting surfaces.*

**Key words:** valve seal; microgap; surface geometry; contact surfaces; cryogenic fluid; hermetization; deformation; conductivity.

## References

- [1] Karmugin, B.V. Klapannye uplotneniya pnevmogidroagregatov [Valve seals of pneumatic hydraulic units] / B.V. Karmugin, G.G. Stratinevskij, D.A. Mendel'son – Moscow: Mashinostroenie Publ., 1983. – 152 p.
- [2] Gurevich, D.E. Konstruirovaniye i raschet truboprovodnoj armatury [Design and calculation of pipe fittings]. — Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1969. – 887 p.
- [3] Rot, A. Vakuumnnye uplotneniya [Vacuum seals] – Moscow: Energiya Publ., 1971. – 464 p.
- [4] Edel'man, A.I. Toplivnyye klapany zhidkostnykh reaktivnykh dvigatelej – Moscow: Mashinostroenie Publ., 1970. – 244 p.
- [5] Karmugin, B.V. Sovremennyye konstrukcii malogabaritnoy pnevmoarmatury [Jet Engine Fuel Valves] / B.V. Karmugin, V.L. Kisel', A.G. Lazebnik – Kiev: Tekhnika Publ., 1980. – 295 p.
- [6] Zhuravlev O.A., Sergeev R.N., Ivchenko A.V., Kondrashov Yu.I. Vizualizatsiya struktury potoka gaza pri razuprochnenii klapana. Proc. XII International Scientific and Technical Conference «Optical methods of flow investigation». Moscow: Moscow Power Engineering Institute Publ., 2013. (In Russ.)
- [7] Yuri I. Kondrashov, Salimzhan A. Gafurov, Vera A. Salmina. Experimental research of dynamic loading the sealing elements of the valve pair from moving parts pneumatic actuator. The 3rd International Conference «Dynamics and vibroacoustics of machines». Samara: Samara National Research University Publ., 2016. p. 218 (In Russ)
- [8] Kondrashov Yu.I., Sergeev R.N. Advanced methods for assessing sealing ability of valve seals. Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering. 2017. V. 16, no. 3. P. 155-164. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-3-155-164
- [9] Ryzhov, E.B. Kontaktirovaniye tverdykh tel pri staticheskikh i dinamicheskikh nagruzkakh [Contacting solids under static and dynamic loads] / E.B. Ryzhov, YU.V. Kolesnikov, A.G. Suslov – Kiev: Naukova dumka Publ., 1982. – 172 p.
- [10] Ogar, P.M. Issledovaniye vliyaniya kontaktnykh davlenij v detalyah uplotnitel'nykh soedinenij na ih germetichnost' [Investigation of the effect of contact pressures in the details of sealing joints on their tightness]: Doct.Diss. – L'vov, 1983. – 220 s.
- [11] Sejnov, S.V. Obespecheniye osnovnykh pokazatelej kachestva truboprovodnoj armatury klapannogo tipa pri proektirovanii, izgotovlenii i ekspluatatsii [Ensuring the main quality indicators of valve-type pipe fittings during the design, manufacture and operation] // All-Union Scientific and Technical Conference «Technological management of tribological characteristics of machine components» – Moscow: Znanie Publ., 1983. – pp. 209-210.
- [12] Dyomkin, N.B. Kontaktirovaniye sherohovatykh poverhnostej – Moscow: Nauka Publ., 1970. – 227 p.
- [13] Ryzhov, E.V. Kontaktnaya zhyostkost' detalej mashin [Contact stiffness of machine parts] – Moscow: Mashinostroenie Publ., 1966. – 193 p.

## О ВЫБОРЕ ПАРАМЕТРОВ ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ ДЛЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ

**Е.В. Шахматов,  
И.А. Попельнюк**

«Самарский национальный  
исследовательский университет  
имени академика С.П. Королева»

Московское шоссе, д. 34,  
г. Самара, 443086

shakhm@ssau.ru

*В статье рассматривается проблема выбора параметров гасителей колебаний для гидравлических цепей систем управления с учётом обеспечения динамической точности системы после их установки. Вводится понятие коэффициента коррекции, представляющего собой отношение изображений по Лапласу соответствующих параметров рабочей среды в гидравлической цепи до и после установки гасителя. Получена зависимость, связывающая относительное отклонение регулируемого параметра системы с коэффициентом коррекции. Сформулировано условие для проверки эффективности действия гасителя с учётом сохранения требуемого качества регулирования в системе.*

**Ключевые слова:** гидравлическая цепь; гаситель колебаний; коэффициент коррекции, динамическая точность

### 1 Введение

Гасители колебаний являются одним из эффективных средств подавления вынужденных колебаний рабочей среды в гидравлических системах. Выбор параметров гасителей колебаний по существующим методикам [1] проводится из условий требуемого снижения амплитуды колебаний рабочей среды, т.е.:

$$K_{\text{вн}} \geq K_{\text{вн тр}} \text{ при } \omega \in [\omega_1, \omega_2] \quad (1)$$

где  $K_{\text{вн}}$ ,  $K_{\text{вн тр}}$  – фактическое и требуемое значения коэффициента вносимого затухания;  $\omega$  – угловая частота колебаний;  $\omega_1$  и  $\omega_2$  – нижний и верхний пределы диапазона частот подавляемых колебаний. В качестве дополнительного используется условие обеспечения гидравлического сопротивления устройства не выше заданного  $R_2 \leq R_{2 \text{ доп}}$  – 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 (1) и по динамической точности системы:

$$\Delta \bar{X}_p(t) \leq \Delta \bar{X}_{p \text{ доп}}(t), \quad (2)$$

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.

### 2 Расчёт коэффициента коррекции и выбор параметров гасителей колебаний

Для оценки эффективности действия гасителей в системе управления с учетом условий (1) и (2) целесообразно ввести понятие коэффициента коррекции  $K_k(s)$ , который представляет собой отношение изображений по Лапласу соответствующих параметров рабочей среды в гидравлической цепи до и после установки гасителя.

Коэффициент коррекции  $K_k(s)$  позволяет анализировать характеристики системы как во временной, так и в частотной области и установить взаимосвязь параметров, определяющих условия (1) и (2).

Для оценки эффективности действия гасителей рассмотрим гидравлическую цепь системы управления, которая состоит из ряда функционально связанных между собой агрегатов и может быть представлена обобщенной схемой (рисунок 1) с выделением трех основных участков: 1 – агрегаты управления (левая часть), 2 – агрегаты распределения жидкости и исполнительные органы (правая часть), 3 – трубопровод командного давления. Предполагаем, что помимо трубопровода 3 левая 1 и правая 2 части системы динамически не связаны; сигнал управления  $X_y$  действует на один из агрегатов в левой части 1 и передается к выходу правой части 2, то есть выходным параметром системы по полезному сигналу является регулируемый параметр  $X_p$ .

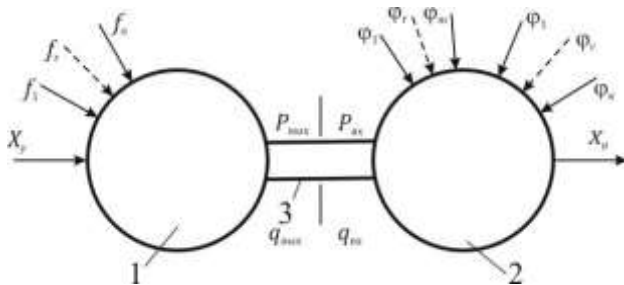


Рисунок 1 – Обобщенная функциональная схема гидравлической цепи системы управления

Возмущающие факторы, являющиеся причиной повышенных колебаний рабочей среды, действуют как в левой, так и в правой частях гидравлической цепи. Рассматриваем вынужденные колебания, период которых существенно меньше характерного времени переходного процесса по сигналу управления. Колебания рабочей среды контролируются в соединительном трубопроводе 3, и по одному из сечений трубопровода задается требуемый коэффициент вносимого затухания. Вначале рассмотрим исходную

гидравлическую цепь (рисунок 1), для которой с учётом принятых допущений справедлива следующая система линеаризованных уравнений в изображениях по Лапласу:

$$P_{\text{вых}} = z_1(s)q_{\text{вых}} + W_1(s)X_y + \sum_{r=1}^{r=n} F_r(s) \cdot \bar{f}_r;$$

$$P_{\text{вых}} = P_{\text{ex}}; q_{\text{вых}} = q_{\text{ex}};$$

$$P_{\text{ex}} = Z_2(s)q_{\text{ex}} + \sum_{r=1}^{r=m} \Phi_r(s) \cdot \bar{\varphi}_r; \quad (3)$$

$$X_p = W_2(s)[W_p(s)P_{\text{ex}} + W_q(s)q_{\text{ex}}] + \sum_{r=1}^{r=k} \psi_r(s) \cdot \psi_r,$$

где  $P_{\text{вых}}, q_{\text{вых}}$  – давление и расход на выходе из левой части системы;

$Z_1(s) = \frac{P_{\text{вых}}}{q_{\text{вых}}}$  – входной импеданс левой части системы;

$X_y$  – сигнал управления;

$W_1(s) = \frac{P_{\text{вых}}}{X_y}$  – передаточная функция системы по сигналу управления;

$F_r(s) = \frac{P_{\text{вых}}}{f_r}$  – передаточная функция системы по возмущающему воздействию  $f_r$ ;

$P_{\text{вых}}, q_{\text{вых}}$  – давление и расход на входе в правую часть системы;

$Z_2(s) = \frac{P_{\text{ex}}}{q_{\text{ex}}}$  – входной импеданс правой части системы;

$\Phi_r(s) = \frac{P_{\text{ex}}}{\varphi_r}$  – передаточная функция правой части системы по возмущающему воздействию  $\varphi_r$ ;

$W_2(s)$  – передаточная функция исполнительного органа цепи управления;

$W_p(s)$  и  $W_q(s)$  – передаточные функции, связывающие давление и расход с входным параметром исполнительного органа;

$\psi_r(s)$  – передаточная функция, связывающая регулируемый параметр цепи  $X_p$  непосредственно с возмущающим воздействием  $\psi_r$  со стороны исполнительных органов.

При установке гасителя на стыке левой и правой частей системы параметры гидравлической цепи изменяются и система уравнений (3) принимает вид

$$p_{\text{вых}} + \Delta p_{\text{вых}} = Z_1(s)(q_{\text{вых}} + \Delta q_{\text{вых}}) + W_1(s)X_y + \sum_{r=1}^{r=n} F_r(s) \cdot f_r;$$

$$p_{\text{вых}} + \Delta p_{\text{вых}} = A(s)(p_{\text{вх}} + \Delta p_{\text{вх}}) + B(s)(q_{\text{вх}} + \Delta q_{\text{вх}});$$

$$q_{\text{вых}} + \Delta q_{\text{вых}} = C(s)(p_{\text{вх}} + \Delta p_{\text{вх}}) + D(s)(q_{\text{вх}} + \Delta q_{\text{вх}}); \quad (4)$$

$$p_{\text{вх}} + \Delta p_{\text{вх}} = Z_2(s)(q_{\text{вх}} + \Delta q_{\text{вх}}) + \sum_{r=1}^{r=m} \Phi_r(s) \cdot \varphi_r;$$

$$X_p + \Delta X_p = W_2(s)[W_p(s)(p_{\text{вх}} + \Delta p_{\text{вх}}) + W_q(s)(q_{\text{вх}} + \Delta q_{\text{вх}})] +$$

$$+ \sum_{r=1}^{r=k} \psi_r(s) \cdot \psi_r,$$

где  $A(s), B(s), C(s), D(s)$  – коэффициенты матрицы передачи гасителя колебаний, выраженные в операторной форме; индексом  $\Delta$  обозначены отклонения параметров, обусловленные установкой гасителя колебаний.

Рассмотрим случай, когда возмущающие воздействия приложены так же, как и сигнал управления, к левой части системы, то есть когда  $\varphi_r = 0, r = 1 \dots m$ . Тогда гаситель препятствует прохождению колебаний от левой части системы в правую. Для оценки эффективности гасителя определим коэффициент коррекции по давлению  $p_{\text{вх}}$ :

$$K_k(s) = \frac{p_{\text{вх}}}{p_{\text{вх}} + \Delta p_{\text{вх}}}$$

Формула для  $K_k(s)$  выводится из совместного решения уравнений (3) и (4), решая которые получим

$$p_{\text{вх}} = \frac{Z_2(s)}{Z_1(s) + Z_2(s)} \left| W_1(s) \tilde{X}_y + \sum_{r=1}^{r=n} F_r(s) \cdot f_r \right| \quad (5)$$

$$p_{\text{вх}} + \Delta p_{\text{вх}} = \frac{Z_2(s) \left[ W_1(s) X_y + \sum_{r=1}^{r=n} F_r(s) \cdot f_r \right]}{A(s)Z_2(s) + B(s) + C(s)Z_1(s)Z_2(s) + D(s)Z_1(s)} \quad (6)$$

Отношение выражений (5) и (6) дают значение

$$K_k(s) = \frac{A(s)Z_2(s) + B(s) + C(s)Z_1(s)Z_2(s) + D(s)Z_1(s)}{Z_1(s) + Z_2(s)} \quad (7)$$

Из равенства (7) следует, что коэффициент коррекции будет одинаков как для управляющего, так и для возмущающего воздействий и определяется параметрами гидравлической цепи и гасителя колебаний.

Проанализируем случай, когда возмущения приложены к правой части системы ( $f_r = 0, r = 1, \dots, n$ ). В этом случае гаситель препятствует прохождению колебаний из правой части в левую, то есть навстречу полезному сигналу. Коэффициент коррекции определяется соотношением

$$K'_k(s) = \frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вых}} + \Delta p_{\text{вых}}}.$$

Из решения систем уравнений (3) и (4) будем иметь:

$$p_{\text{вых}} = \frac{Z_2(s)}{Z_1(s) + Z_2(s)} W_1(s) X_y + \frac{Z_1(s)}{Z_1(s) + Z_2(s)} \left. \sum_{r=1}^{r=m} \Phi_r(s) \cdot \varphi_r \right|;$$

$$p_{\text{вх}} + \Delta p_{\text{вх}} = \left( \frac{A(s)Z_2(s) + B(s)}{A(s)Z_2(s) + B(s) + C(s)Z_1(s)Z_2(s) + D(s)Z_1(s)} \right) \times \quad (8)$$

$$\times W_1(s) X_y + \left( \frac{Z_1(s)[A(s)D(s) - B(s)C(s)]}{A(s)Z_2(s) + B(s) + C(s)Z_1(s)Z_2(s) + D(s)Z_1(s)} \right) \left. \sum_{r=1}^{r=m} \Phi_r(s) \cdot \varphi_r \right|;$$

Так как рассматриваются пассивные гасители колебаний, то справедливо равенство  $A(s)D(s) - B(s)C(s) = 1$ . Тогда разделив соответственно левые и правые части уравнений (8), с учётом последнего равенства и  $X_y = 0$  получим:

$$K'_k(s) = \frac{A(s)Z_2(s) + B(s) + C(s)Z_1(s)Z_2(s) + D(s)Z_1(s)}{Z_1(s) + Z_2(s)} \quad (9)$$

Из сравнения формул (7) и (9) следует, что  $K_k(s) = K'_k(s)$ . Это означает, что для одной и той же цепи, и гасителя колебаний

коэффициент коррекции, подсчитанный по давлению за гасителем (по отношению к источнику вынужденных колебаний), будет один и тот же, независимо от места расположения источника колебаний.

Изменение качества переходного процесса в гидравлической цепи определяется отношением отклонения регулируемого параметра  $\Delta X_p$ , обусловленного установкой гасителя колебаний, к регулируемому параметру в исходной цепи  $X_p$ , т.е.  $\overline{X_p} = \frac{\Delta X_p}{X_p}$ . Выражение

для  $\Delta \overline{X_p}$  может быть получено из совместного решения систем уравнений (3) и (4):

$$\Delta \overline{X_p} = \frac{Z_1(s) + Z_2(s)}{A(s)Z_2(s) + B(s) + C(s)Z_1(s)Z_2(s) + D(s)Z_1(s)} - 1 \quad (10)$$

Из сопоставления зависимостей (7), (9) и (10) следует, что:

$$\Delta \overline{X_p} = \frac{1}{K_k(s)} - 1 \quad (11)$$

Таким образом получена формула, связывающая относительное отклонение регулируемого параметра системы с коэффициентом коррекции. Требования по динамической точности системы могут быть заданы не только условием (2), но и условием допустимого отклонения передаточной функции системы по управляющему воздействию:

$$\Delta \overline{W}(s) \leq \Delta \overline{W}_{don}(s), \quad (12)$$

где  $\Delta \overline{W}(s)$  и  $\Delta \overline{W}_{don}(s)$  – фактическое и допустимое относительные отклонения передаточной функции системы.

Из уравнений (3) и (4) находим передаточную функцию системы по управляющему воздействию  $X_y$  и её отклонение

$$W(s) = \frac{X_p}{X_y} = \frac{W_1(s)W_2(s)[W_p(s)Z_2(s) + W_q(s)]}{Z_1(s) + Z_2(s)};$$

$$\Delta W(s) = \frac{\Delta X_p}{\Delta X_y} = W_1(s)W_2(s)[W_p(s)Z_2(s) + W_q(s)] \times$$

$$\times \frac{[Z_1(s) + Z_2(s)] - [A(s)Z_2(s) + B(s) + C(s)Z_1(s)Z_2(s) + D(s)Z_1(s)]}{[Z_1(s) + Z_2(s)] \cdot [A(s)Z_2(s) + B(s) + C(s)Z_1(s)Z_2(s) + D(s)Z_1(s)]}$$

Относительное отклонение передаточной функции системы определяется как отношение  $\Delta W(s) / W(s)$  и будет равно:

$$\Delta \overline{W}(s) = \frac{Z_1(s)}{A(s)Z_2(s) + B(s)} + \quad (13)$$

$$\frac{Z_2(s)}{C(s)Z_1(s)Z_2(s) + D(s)Z_1(s)} - 1$$

Сопоставляя выражения (7) и (13) получаем соотношение, связывающее относительное отклонение передаточной функции системы с коэффициентом коррекции:

$$\Delta \overline{W}(s) = \frac{1}{K_k(s)} - 1 \quad (14)$$

Из сравнения формул (11) и (14) видно, что относительные отклонения  $\Delta \overline{X_p}$  и  $\Delta \overline{W}(s)$  связаны с  $K_k(s)$  одним и тем же выражением. Рассматривая зависимость (14) в частотной форме ( $s = j\omega$ ) при заданной величине  $\Delta W_{don}(s)$ , можно определить допустимое значение коэффициента коррекции в диапазоне частот полезных сигналов  $\omega \in [0; \omega_{ep}]$ :

$$\Delta K_{k\ don} = \frac{1}{|\Delta W_{don}(j\omega) + 1|}, \quad (15)$$

где  $\omega_{ep}$  – граничная частота полосы пропускания сигналов управления.

Как известно [1], коэффициент вносимого затухания в области частот подавления вынужденных колебаний  $[\omega_1; \omega_2]$  определяется как модуль частотной функции:

$$K_{\text{вн}} = \left| \frac{A(j\omega)Z_2(j\omega) + B(j\omega) + C(j\omega)Z_1(j\omega)Z_2(j\omega)}{Z_1(j\omega) + Z_2(j\omega)} \right| \quad (16)$$

$$+ \left| \frac{D(j\omega)Z_1(j\omega)}{Z_1(j\omega) + Z_2(j\omega)} \right|$$

Очевидно, что и коэффициент коррекции  $K_k(s)$  и  $K_{\text{вн}}$  зависят от одних и тех же параметров системы ( $Z_1$  и  $Z_2$ ) и гасителя колебаний (A, B, C, D).

Из этого следует, что обеспечение определенной величины  $K_{\text{вн}}$  приводит к соответствующему отклонению регулируемого параметра  $X_p$ . Это позволяет анализировать возможность обеспечения требуемой степени подавления колебаний при допустимом отклонении регулируемого параметра  $\Delta X_{p \text{ доп}}$ .

Предположим, что в процессе работы системы на переходных режимах регулируемый параметр изменяется как переходная функция апериодического звена или его изображение по Лапласу ( $X_p$ )

$$\text{определяется зависимостью } X_p = \frac{k}{(T \cdot s + 1)s},$$

где  $k$  – коэффициент передачи (усиления),  $T$  – постоянная времени.

Полагаем, что и при установке гасителя в систему выходной параметр изменяется так же, как переходная функция апериодического звена, но с большей постоянной времени ( $T_1 = \alpha \cdot T$ , где  $\alpha > 1$ ),

$$\text{т.е. } X'_p = \frac{k}{(T\alpha s + 1)s}.$$

Тогда изображение по Лапласу допустимого относительного отклонения выходного параметра имеет вид:

$$\Delta \bar{X}_p = \frac{X'_p - X_p}{X_p} = \frac{T \cdot s + 1}{T\alpha s + 1} - 1 \quad (17)$$

Из сопоставления выражений (11) и (17) получаем выражение для допустимого коэффициент коррекции:

$$K_{k \text{ доп}}(s) = \frac{T\alpha s + 1}{T \cdot s + 1} \quad (18)$$

Переходя к частотной форме ( $s = j\omega$ ) и относительным параметрам ( $\bar{\omega} = \omega T$ ), преобразуем равенство (18) к виду:

$$K_{k \text{ доп}}(j\omega) = \frac{1 + j\alpha\bar{\omega}}{1 + j\bar{\omega}} \quad (19)$$

Определив модуль частотной функции (19), получим выражение для допустимого коэффициента коррекции в области частот полезных сигналов  $\bar{\omega} \in [0, \bar{\omega}_{\text{зр}}]$  (рисунок 2):

$$K_{k \text{ доп}} = \sqrt{\frac{1 + \alpha^2 \bar{\omega}_{\text{зр}}^2}{1 + \bar{\omega}_{\text{зр}}^2}}$$

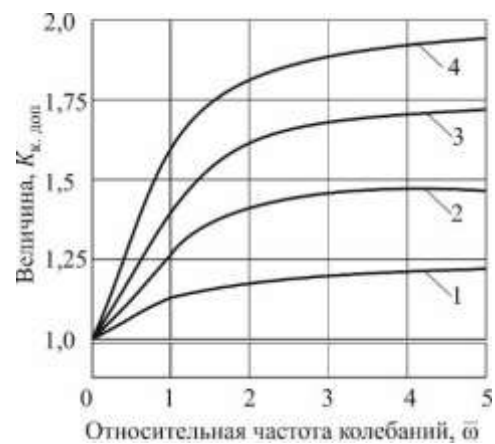


Рисунок 2 – Зависимости допустимого коэффициента коррекции от частоты колебаний:

1 –  $\alpha = 1,25$ ; 2 –  $\alpha = 1,5$ ; 3 –  $\alpha = 1,75$ ; 4 –  $\alpha = 2$

### 3 Заключение

Если  $K_{\text{вн доп}} \geq K_{\text{вн тр}}$  в диапазоне частот  $\bar{\omega} \in [\omega_1, \omega_2]$ , а  $K_k \leq K_{k \text{ доп}}$  в диапазоне частот  $\bar{\omega} \in [0, \bar{\omega}_{\text{зр}}]$ , то применение гасителя колебаний удовлетворяет условиям (1) и (2), что обеспечивает требуемое подавление вынужденных колебаний при сохранении необходимого качества регулирования в системе. В противном случае необходимо выбирать другую схему (конструкцию) гасителя колебаний.

### Список использованных источников

[1] Шорин, В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах / В.П. Шорин. - М.: Машиностроение, 1980. - 100 с.



**ON THE CHOICE OF THE PARAMETERS OF VIBRATION DAMPERS FOR HYDRAULIC CIRCUITS OF CONTROL SYSTEMS**

**Evgeniy V. Shakhmatov**  
**Илья А. Попельнюк**

Samara National Research University

34, Moskovskoe shosse, Samara,  
443086, Russian Federation

shakhm@ssau.ru

*The article deals with the problem of choosing OF the parameters of vibration dampers for hydraulic circuits of control systems, taking into account the provision of dynamic accuracy of the system after their installation. The concept of a correction factor, which is the ratio of Laplace images of the corresponding parameters of the working medium in the hydraulic circuit before and after the damper installation is introduced. A dependence that associate the relative deviation of the system-controlled parameter with the correction factor is obtained. A condition for checking the effectiveness of the damper, taking into account the preservation of the required quality of regulation in the system is formulated.*

**Keywords:** *hydraulic circuit; vibration damper; correction factor; dynamic accuracy*

**References**

- [1] Shorin V.P. Eliminate vibrations in aircraft pipelines [Ustranenie kolebaniy v aviacionnyh truboprovodah]. – Moscow: Mashinostroenie. 1980. – 100 p (in Russian)

Шахматов Е.В.  
Шорин В.П.  
Чубенко Т.А.

Самарский национальный  
исследовательский университет  
имени С.П. Королева,  
Московское шоссе, д. 34,  
г. Самара, 443086.

Самарский федеральный  
исследовательский центр Российской  
академии наук,  
Студенческий пер., д. 3А,  
г. Самара, 443001.

[shakhmatovev@mail.ru](mailto:shakhmatovev@mail.ru)

## ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ С КЛАПАНАМИ ПОСТОЯННОГО ДАВЛЕНИЯ

В данной статье были определены теоретические зависимости для построения границ устойчивости системы. Проведён анализ влияния характеристик присоединённых цепей на устойчивость клапана постоянного давления. Для подтверждения установленных теоретических зависимостей были проведены экспериментальные исследования клапана с соответствующими граничными условиями. В результате получены осциллограммы испытаний клапана при различных присоединённых магистралях.

**Ключевые слова:** устойчивость системы; клапан постоянного давления;  $RL$  – фильтр; дросселирующий элемент

### 1 Введение

Гидромеханические системы управления (СУ) являются одними из важнейших частей многих технических устройств. От устойчивой работы гидромеханических СУ зависит величина расходных и выходных характеристик (тяга, мощность, количество оборотов). Поэтому для уменьшения колебаний системы, в следствие воздействия внешних сил, зачастую используют различные гасители колебаний. В данной работе, в качестве гасителей колебаний, рассматриваются акустический  $RL$ -фильтр и дросселирующий элемент. Для определения границ устойчивости были получены теоретические зависимости, которые подтверждены результатами экспериментальных исследований системы с клапаном постоянного давления.

### 2 Определение теоретических зависимостей

В данной работе исследуется система, состоящая из подводящего участка, регулятора и отводящего участка. При этом регулятор рассматривается как шестиполусник.

Анализ структуры широкого класса гидромеханических систем управления [1, 2] показывает, что в них можно выделить три характерные цепи: высокого давления, управления (регулируемого давления) и слива. Практически любой агрегат (регулятор) системы управления связан со всеми тремя указанными цепями, поэтому в общем случае агрегаты представляются в виде шестиполусников [3, 4] (рисунок 1).

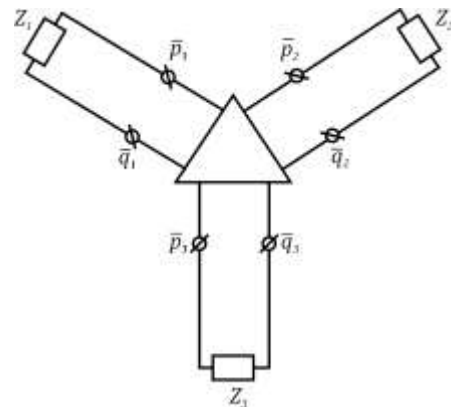


Рисунок 1. Схема агрегата СУ, представленного в виде шестиполусника

Используя линеаризованные математические модели процессов в агрегатах, можно описать их уравнениями, представленными в матричной форме:

$$\begin{vmatrix} Y_{11}(S) & Y_{12}(S) & Y_{13}(S) \\ Y_{21}(S) & Y_{22}(S) & Y_{23}(S) \\ Y_{31}(S) & Y_{32}(S) & Y_{33}(S) \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} \tilde{p}_1 \\ \tilde{p}_2 \\ \tilde{p}_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \tilde{q}_1 \\ \tilde{q}_2 \\ \tilde{q}_3 \end{vmatrix}, \quad (1)$$

где  $\tilde{p}_i$ ,  $\tilde{q}_i$  – изображения по Лапласу относительных величины давления и объемного расхода в местах подсоединения к агрегату цепей высокого давления ( $i=1$ ), управления ( $i=2$ ) и слива ( $i=3$ );  $Y_{mn}(S)$  – коэффициенты матрицы шестиполюсника, зависящие от свойств рабочей жидкости, геометрических и режимных параметров ( $m=1, 2, 3; n=1, 2, 3$ );  $S$  – оператор Лапласа.

Предполагая, что присоединённые к агрегату гидравлические цепи динамически не связаны друг с другом (помимо регулятора), можно записать следующие граничные условия:

$$q_1 = \frac{1}{z_1(s)} p_1; \quad q_2 = \frac{1}{z_2(s)} p_2; \quad q_3 = \frac{1}{z_3(s)} p_3, \quad (2)$$

где  $Z_1(S)$ ,  $Z_2(S)$ ,  $Z_3(S)$  – относительные входные импедансы соответственно цепей высокого давления, управления и слива, выраженные в операторной форме.

Для исследования устойчивости гидромеханической системы из совместного решения уравнений (1) и (2) находится характеристический определитель:

$$\begin{vmatrix} Y_{11}(S) + \frac{1}{Z_1(S)} & Y_{12}(S) & Y_{13}(S) \\ Y_{21}(S) & Y_{22}(S) + \frac{1}{Z_2(S)} & Y_{23}(S) \\ Y_{31}(S) & Y_{32}(S) & Y_{33}(S) + \frac{1}{Z_3(S)} \end{vmatrix} = 0 \quad (3)$$

Раскрывая определитель (3) относительно  $Z_i$  – с подстановкой  $S = j\bar{\omega}$ , получим:

$$Z_1(j\bar{\omega}) = \frac{\left\{ \begin{array}{l} Y_{21} \left[ Y_{12} \left( Y_{33} + \frac{1}{Z_3} \right) - Y_{13} Y_{32} \right] \\ \left( Y_{22} + \frac{1}{Z_2} \right) \left( Y_{33} + \frac{1}{Z_3} \right) - Y_{23} Y_{32} \end{array} \right\}}{\left( Y_{22} + \frac{1}{Z_2} \right) \left( Y_{33} + \frac{1}{Z_3} \right) - Y_{23} Y_{32}} + \quad (4)$$

$$+ \frac{\left\{ \begin{array}{l} Y_{31} \left[ Y_{13} \left( Y_{22} + \frac{1}{Z_2} \right) - Y_{12} Y_{23} \right] \\ \left( Y_{22} + \frac{1}{Z_2} \right) \left( Y_{33} + \frac{1}{Z_3} \right) - Y_{23} Y_{32} \end{array} \right\}^{-1} - Y_{11}}{\left( Y_{22} + \frac{1}{Z_2} \right) \left( Y_{33} + \frac{1}{Z_3} \right) - Y_{23} Y_{32}},$$

$$Z_2(j\bar{\omega}) = \frac{\left\{ \begin{array}{l} Y_{12} \left[ Y_{21} \left( Y_{33} + \frac{1}{Z_3} \right) - Y_{31} Y_{23} \right] \\ \left( Y_{11} + \frac{1}{Z_1} \right) \left( Y_{33} + \frac{1}{Z_3} \right) - Y_{13} Y_{31} \end{array} \right\}}{\left( Y_{11} + \frac{1}{Z_1} \right) \left( Y_{33} + \frac{1}{Z_3} \right) - Y_{13} Y_{31}} + \quad (5)$$

$$+ \frac{\left\{ \begin{array}{l} Y_{32} \left[ Y_{23} \left( Y_{11} + \frac{1}{Z_1} \right) - Y_{13} Y_{21} \right] \\ \left( Y_{11} + \frac{1}{Z_1} \right) \left( Y_{33} + \frac{1}{Z_3} \right) - Y_{13} Y_{31} \end{array} \right\}^{-1} - Y_{22}}{\left( Y_{11} + \frac{1}{Z_1} \right) \left( Y_{33} + \frac{1}{Z_3} \right) - Y_{13} Y_{31}},$$

$$Z_3(j\bar{\omega}) = \frac{\left\{ \begin{array}{l} Y_{23} \left[ Y_{32} \left( Y_{11} + \frac{1}{Z_1} \right) - Y_{12} Y_{31} \right] \\ \left( Y_{11} + \frac{1}{Z_1} \right) \left( Y_{22} + \frac{1}{Z_2} \right) - Y_{12} Y_{21} \end{array} \right\}}{\left( Y_{11} + \frac{1}{Z_1} \right) \left( Y_{22} + \frac{1}{Z_2} \right) - Y_{12} Y_{21}} + \quad (6)$$

$$+ \frac{\left\{ \begin{array}{l} Y_{31} \left[ Y_{31} \left( Y_{22} + \frac{1}{Z_2} \right) - Y_{21} Y_{32} \right] \\ \left( Y_{11} + \frac{1}{Z_1} \right) \left( Y_{22} + \frac{1}{Z_2} \right) - Y_{12} Y_{21} \end{array} \right\}^{-1} - Y_{33}}{\left( Y_{11} + \frac{1}{Z_1} \right) \left( Y_{22} + \frac{1}{Z_2} \right) - Y_{12} Y_{21}},$$

где  $Y_{mn}$  – относительные коэффициенты матрицы шестиполюсника, выраженные в частотной форме;  $\bar{\omega}$  – относительная частота колебаний;  $Z_1$ ,  $Z_2$ ,  $Z_3$  – относительные входные импедансы присоединённых гидравлических цепей высокого, регулируемого давлений и слива. Выражения (4), (5) и (6) позволяют построить границы устойчивости системы в плоскости входных импедансов  $Z_i(j\bar{\omega})$  любой из присоединённых к регулятору гидравлических цепей при заданных импедансах по двум другим цепям и определить допускаемую область

расположения характеристик  $Z_i(j\bar{\omega})$ , в которой система будет устойчива. Сравнив границы устойчивости в плоскости входных импедансов каждой из трех магистралей, можно установить, какая из присоединённых цепей оказывает наибольшее влияние на устойчивость системы. Как правило, именно эта гидравлическая цепь выбирается для дальнейшего анализа устойчивости системы и установки гасителя колебаний.

В качестве примера рассмотрим систему с регулятором выходного давления, а именно с клапаном постоянного давления (КПД) (рисунок 2).

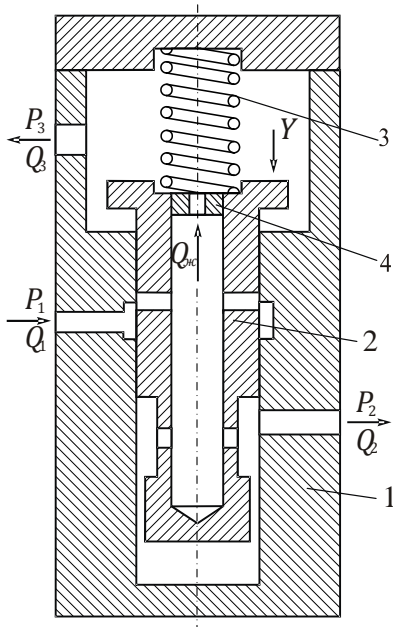


Рисунок 2. Конструктивная схема клапана постоянного давления:  
1 – корпус; 2 – золотник;  
3 – пружина; 4 – жиклер

При выводе расчетных соотношений предполагается возможность применения метода малых отклонений. Кроме того допускается: квазистационарность гидравлических потерь в дросселирующих элементах, потерь на трение в золотниках, несжимаемость жидкости во внутренних полостях золотников. Силы сухого трения исключаются из рассмотрения в связи с тем, что в динамическом режиме работы агрегата они пренебрежимо малы по сравнению с силами инерции и силами

давления, действующими на золотники [5, 6, 7].

С учётом принятых допущений в соответствии с расчетной схемой клапана постоянного давления, записываются следующие уравнения:

$$\left. \begin{aligned} (\bar{S}^2 + \tau_d \bar{S} + 1)\bar{Y} &= K_1 \bar{p}_3 - K_2 \bar{p}_2, \\ \bar{q}_1 &= K_3 \bar{q}_2 + K_4 \bar{q}_3, \\ \bar{q}_3 &= K_5 \bar{q}_ж - K_6 \bar{S} \bar{Y}, \\ \bar{q}_1 &= \bar{Y} + K_7 \bar{p}_1 - K_8 \bar{p}_2, \\ \bar{q}_ж &= K_9 \bar{p}_2 - K_{10} \bar{p}_3, \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

где

$$\tau_d = \frac{K_T + R_3 F^2}{\sqrt{mC}}; \quad K_1 = \frac{F P_1}{Y_0 C}; \quad K_2 = \frac{F P_2}{Y_0 C};$$

$$K_3 = \frac{Q_2}{Q_1}; \quad K_4 = \frac{Q_3}{Q_1}; \quad K_5 = \frac{Q_ж}{Q_3};$$

$$K_6 = \frac{F Y_0 \sqrt{C}}{Q_3 \sqrt{m}}; \quad K_7 = \frac{P_1}{2(P_1 - P_2)};$$

$$K_8 = \frac{P_2}{2(P_1 - P_2)}; \quad K_9 = \frac{P_2}{2(P_2 - P_3)};$$

$$K_{10} = \frac{P_3}{2(P_2 - P_3)}; \quad \bar{S} = S \sqrt{\frac{m}{C}}.$$

$S$  – оператор Лапласа;

$\bar{Y}$  – относительное перемещение золотника;

$\bar{p}_1, \bar{q}_1$  – относительные отклонения давления и объемного расхода на входе в КПД;

$\bar{p}_2, \bar{q}_2$  – относительные отклонения давления и объемного расхода на выходе из КПД;

$\bar{p}_3, \bar{q}_3$  – относительные отклонения давления и объемного расхода в полости слива КПД;

$m$  – приведенная масса золотника и пружины КПД;

$C$  – жесткость пружины;

$F$  – площадь торца золотника;

$K_T$  – коэффициент трения золотника о втулку;

$R_3$  – гидравлическое сопротивление по зозору на демпфирующем пояске золотника;

$Y_0$  – величина открытия дросселирующего отверстия КПД на установившемся режиме;

большими буквами  $P$  и  $Q$  обозначены средние (установившиеся) значения соответствующих давлений и расходов;

$\bar{q}_ж$  – относительное отклонение расхода

через жиклер золотника.

После приведения уравнений (7) к стандартной форме (1), получим следующие значения коэффициентов матрицы:

$$\left. \begin{aligned} Y_{11}(\bar{S}) &= K_7; & Y_{12}(\bar{S}) &= -\left( K_8 + \frac{K_2}{\bar{S}^2 + \tau_g \bar{S} + 1} \right); \\ Y_{13}(\bar{S}) &= \frac{K_1}{\bar{S}^2 + \tau_g \bar{S} + 1}; & Y_{21}(\bar{S}) &= -\frac{K_7}{K_3}; \\ Y_{22}(\bar{S}) &= \frac{1}{K_3} \left( K_8 + K_4 K_5 K_9 + \frac{K_2 + K_2 K_4 K_6 \bar{S}}{\bar{S}^2 + \tau_g \bar{S} + 1} \right); \\ Y_{23}(\bar{S}) &= \frac{1}{K_3} \left( K_4 K_5 K_{10} + \frac{K_1 + K_1 K_4 K_6 \bar{S}}{\bar{S}^2 + \tau_g \bar{S} + 1} \right); \\ Y_{31}(\bar{S}) &= 0; & Y_{32}(\bar{S}) &= -\left( K_5 K_9 + \frac{K_2 K_6 \bar{S}}{\bar{S}^2 + \tau_g \bar{S} + 1} \right); \\ Y_{33}(\bar{S}) &= -Y_{32}(\bar{S}) = K_5 K_9 + \frac{K_2 K_6 \bar{S}}{\bar{S}^2 + \tau_g \bar{S} + 1}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Без учёта присоединённых гидравлических цепей клапаны прямого действия всегда устойчивы, так как характеристическое уравнение собственно клапана имеет второй порядок и положительные коэффициенты [5, 6]. Тогда устойчивость системы с КПД зависит от характеристик присоединённых к клапану гидравлических цепей. Причём, как показано в работе [5], наихудшие условия проявляются при наличии емкостей, которые увеличивают податливость системы с КПД и снижают ее устойчивость.

Уравнения граничных условий для клапана имеют такой же вид, как и для общего случая (2), поэтому для анализа влияния характеристик присоединённых цепей на устойчивость клапана можно воспользоваться непосредственно формулами (4), (5), (6). Для построения границы устойчивости КПД в плоскости входного импеданса одной из магистралей необходимо задаться выражениями для входных импедансов по двум другим присоединённым магистралям.

Экспериментальные исследования КПД с демпфированным золотником (при  $\tau_g \approx 20$ )

показали, что он работает устойчиво со всеми пассивными нагрузками. Уменьшение демпфирования золотника приводит к неустойчивой работе КПД, однако при этом увеличивается чувствительность (быстродействие) клапана. Наилучший случай с точки зрения быстродействия КПД реализуется при  $\tau_g \approx 0$  и вместе с тем является наиболее неблагоприятным с точки зрения устойчивости. Поэтому проведем исследование устойчивости КПД при  $\tau_g \approx 0$  и проанализируем влияние нескольких простых присоединённых магистралей.

Вначале рассмотрим влияние входного импеданса присоединённой магистрали высокого давления, когда входные импедансы по магистралям регулируемого давления и слива нулевые, что соответствует подсоединению ёмкостей большого объема. Подставляя в равенство (4) выражения  $Y_{mn}(\bar{S})$  в соответствии с формулами (15) и  $\bar{Z}_2 = 0$ ,  $\bar{Z}_3 = 0$  предварительно заменив в них  $\bar{S} = j\omega$  получим:

$$\bar{Z}_1(j\omega) = -\frac{1}{K_7} \quad (9)$$

Из полученной формулы следует, что область неустойчивой работы клапана в плоскости  $\bar{Z}_1(j\omega)$  при  $\bar{Z}_2 = 0$ ,  $\bar{Z}_3 = 0$  вырождается в точку с координатами  $Re \bar{Z}_1 = -\frac{1}{K_7}$ ,  $Im \bar{Z}_1 = 0$ .

Поскольку входные импедансы реальных пассивных нагрузок расположены в правой полуплоскости или в случае реактивных нагрузок – на мнимой оси, то при  $\bar{Z}_2 = 0$  и  $\bar{Z}_3 = 0$  клапан всегда устойчив. Граница областей D – разбиения в плоскости входного импеданса  $\bar{Z}_3(j\omega)$  сливной магистрали (при  $\bar{Z}_1 = 0$ ,  $\bar{Z}_2 = 0$ ) определяется зависимостью:

$$\bar{Z}_3(j\omega) = -\frac{1}{K_5 K_{10} + j \frac{K_1 K_6 \omega}{1 - \omega^2}} \quad (10)$$

Она представляет собой окружность, расположенную в левой полуплоскости и

проходящую через начало координат (рисунок 3). Анализ влияния жиклёра 4 (рисунок 2) показывает, что при увеличении его сопротивления область неустойчивой работы КПД увеличивается и при  $Q_{ж} = 0$  занимает всю левую полуплоскость  $\bar{Z}_3(j\bar{\omega})$  (рисунок 3), то есть при реактивных нагрузках по линии слива система находится на границе устойчивости. Однако, в реальных нагрузках всегда реализуются активные потери (пусть даже малые по величине) и, следовательно, при  $\bar{Z}_1 = 0$  и  $\bar{Z}_2 = 0$  система является устойчивой.

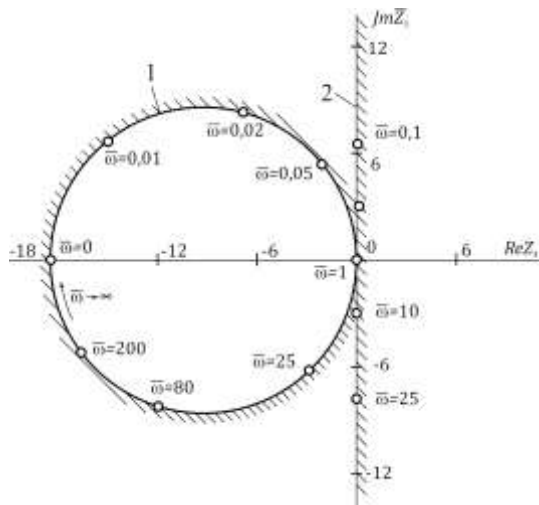


Рисунок 3. Кривые D - разбиения в плоскости входного импеданса  $\bar{Z}_3$  магистрали слива при  $\bar{Z}_1 = 0$  и  $\bar{Z}_2 = 0$ :  
1 – при  $Q_{ж} = 2 \cdot 10^5 \text{ м}^3/\text{с}$ ; 2 – при  $Q_{ж} = 0$

Область неустойчивой работы клапана в плоскости входного импеданса командной магистрали  $\bar{Z}_2(j\bar{\omega})$  определяется (в соответствии с равенством (5) при  $\bar{Z}_1 = 0$  и  $\bar{Z}_3 = 0$ ) по выражению:

Граница D – разбиения

$$\bar{Z}_2(j\bar{\omega}) = - \left\{ \frac{1}{K_3} [K_8 + K_4 K_5 K_9] + \frac{K_2 (1 + j K_4 K_6 \bar{\omega})}{1 - \bar{\omega}^2} \right\}^{-1} \quad (11)$$

плоскости  $\bar{Z}_2(j\bar{\omega})$  в этом случае охватывает часть правой полуплоскости (см. кривую 1 на рисунке 4). При других, реализующихся на практике нагрузках по магистралям высокого давления и слива, например, при  $\bar{Z}_1 = j \left( L_1 \bar{\omega} - \frac{C_1}{\bar{\omega}} \right)$  и  $\bar{Z}_3 = j \left( L_3 \bar{\omega} - \frac{C_3}{\bar{\omega}} \right)$ , (где  $L_1, C_1, L_3, C_3$  – относительные величины

соответствующих гидравлических индуктивностей и ёмкостей) область неустойчивой работы клапана увеличивается (см. кривую 2 на рисунке 4) и наиболее опасными являются нагрузки ёмкостного типа. Для повышения устойчивости клапана в этом случае необходимо увеличивать действительную часть импеданса  $\bar{Z}_H$  присоединённой магистрали командного давления. Это можно осуществить установкой на выходе из КПД гасителя колебаний в виде дросселирующего элемента, сопротивление которого  $\bar{R} > \text{Re} \bar{Z}_{2\text{max}}$  (см. линию 3 на рисунке 4).

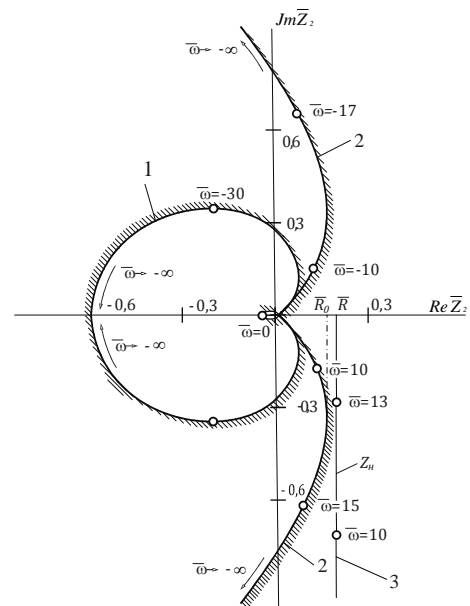


Рисунок 4. Кривые D – разбиения в плоскости входного импеданса  $\bar{Z}_2$  и магистрали регулируемого давления:  
1 – при  $\bar{Z}_1 = 0$  и  $\bar{Z}_3 = 0$ ;  
2 – при  $\bar{Z}_1 = j \left( L_1 \bar{\omega} - \frac{C_1}{\bar{\omega}} \right)$  и  $\bar{Z}_3 = j \left( L_3 \bar{\omega} - \frac{C_3}{\bar{\omega}} \right)$

С целью повышения устойчивости системы и сохранения её быстродействия можно вместо дросселирующего элемента применять гаситель типа акустического RL-фильтра [8].

### 3 Экспериментальное исследование работы клапана

Выводы, полученные, на основе теоретического анализа, подтверждены экспериментальными исследованиями

клапана с соответствующими граничными условиями и корректирующими устройствами (КУ). Нагрузками для клапана являлись: по магистрали высокого давления - трубопровод  $du\ 14$ , длиной  $0,5\ м$  с ёмкостью ( $V_1=8\cdot 10^{-3}\ м^3$ ); по магистрали слива - трубопровод  $du\ 6$  длиной  $0,5\ м$  с ёмкостью ( $V_3=40\cdot 10^{-3}\ м^3$ ). По линии командного давления к клапану подсоединялась через короткий ( $l_{тр}=0,15\ м$ ) трубопровод  $du\ 6$  ёмкость ( $V_2=40\cdot 10^{-3}\ м^3$ ). При этом клапан работал неустойчиво (рисунок 5а).

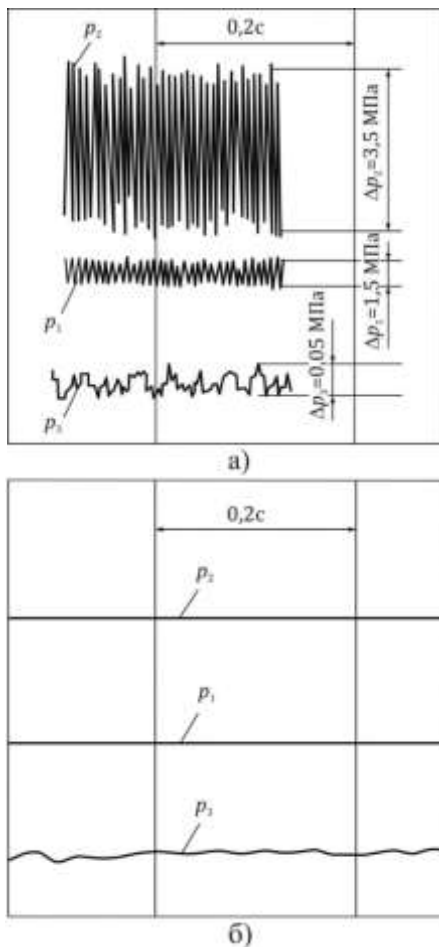


Рисунок 5. Осциллограммы испытаний КПД  
а - без корректирующего дросселя,  
б - с корректирующим дросселем в магистрали регулируемого давления

Для повышения устойчивости на выходе из клапана (непосредственно за датчиком давления  $p_2$ ) был установлен корректирующий дроссель сопротивлением  $R=3,5\cdot 10^{10}\ Н\cdot с/м^5$  (без изменения остальной компоновки системы). Сопротивление

дросселя выбрано, исходя из условия  $\bar{R} > Re\bar{Z}_{2max}$ , то есть чтобы входной импеданс магистрали с корректирующим дросселем  $\bar{Z}_{2H}(j\omega)$  не пересекал границу устойчивости системы (см. линию 3 на рис.4), где  $Re\bar{Z}_{2max}=3\cdot 10^{10}\ Н\cdot с/м^5$ . Установка дросселя обеспечила устойчивую работу системы (рисунок 5б).

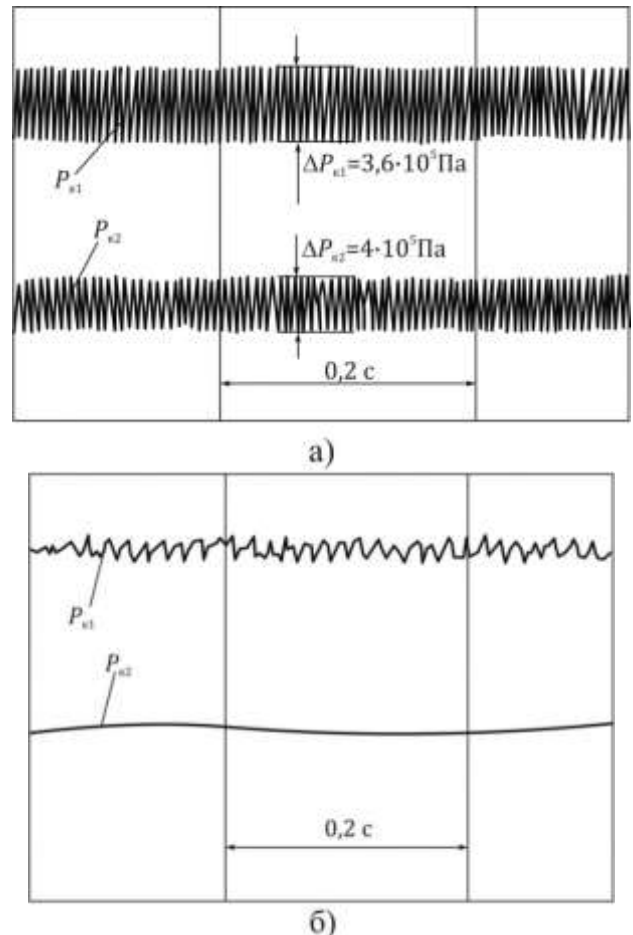


Рисунок 6. Осциллограммы колебаний командного давления в системе «КПД-ёмкость»:  
а - без КУ, б - с КУ в виде RL – фильтра

Аналогичные исследования КПД были проведены и с RL – фильтром. При этом емкости и  $V_1$  и  $V_3$  отсутствовали, а по магистрали командного давления подключалась ёмкость объемом  $V_1=0,15\cdot 10^{-3}\ м^3$ . Для проверки быстродействия системы с гасителем во время переходных процессов на входе в ёмкость был установлен электроклапан, а командное давление контролировалось на выходе из КПД ( $P_{K1}$ ) и на входе в ёмкость  $V_2$  ( $P_{K2}$ ). В результате

экспериментов было установлено, что без гасителя клапан работает неустойчиво (рисунок 6а), когда он соединен с ёмкостью. Причем из рисунка 7а видно, что до открытия электроклапана КПД работает устойчиво, а в момент его включения уже на переходном режиме возникают колебания давления, которые в дальнейшем становятся устойчивыми (рисунок 7а). Установкой  $RL$  - фильтра обеспечивается устойчивая работа КПД (рисунки 6б-7б). При этом во время переходного процесса (рисунок 7б) колебания быстро затухают и, как следует из того же рисунка, быстродействие системы сохраняется.

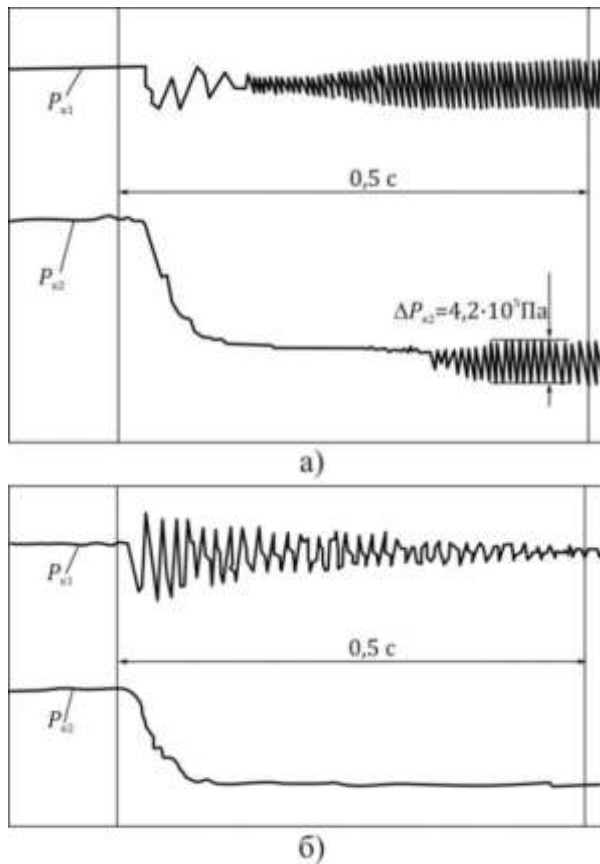


Рисунок 7. Осциллограммы колебаний переходных процессов в системе «КПД-ёмкость»: а - без КУ, б - с КУ в виде  $RL$  - фильтра

#### 4 Заключение

Таким образом, исследование системы с клапанами постоянного давления показало, что наиболее сильное влияние на устойчивость КПД оказывают характеристики магистрали регулируемого

давления. Самыми неблагоприятными являются нагрузки ёмкостного типа, с которыми клапан работает неустойчиво. В этом случае устойчивая работа системы может быть обеспечена установкой между КПД и присоединённой гидролинией корректирующего устройства, выполненного, например, в виде дросселирующего элемента или акустического  $RL$  - фильтра.

#### Список использованных источников

- [1] Теория автоматического управления силовыми установками летательных аппаратов. Управление ВРД. – Под ред. д.т.н., проф. Шевякова А.А. – М.: Машиностроение, 1976, 344с.,
- [2] Шевяков А.А. Автоматика авиационных и ракетных силовых установок. – М.: Машиностроение, 1970, 660с.
- [3] Бердников В.В. Прикладная теория гидравлических цепей. – М.: Машиностроение, 1977. – 192с.
- [4] Гликман Б.Ф. Нестационарные течения в пневмогидравлических цепях. – М.: Машиностроение, 1978, - 256с.
- [5] Гликман Б.Ф. Нестационарные течения в пневмогидравлических цепях. – М.: Машиностроение, 1978, - 256с.
- [6] Коробочкин Б.Л., Комитовски М.Д. Динамические характеристики напорных золотников гидравлических систем. – В сб.: Теория машин-автоматов и пневмогидроприводов. – М.: Машиностроение, 1970, с. 268-278.
- [7] Гимадиев А.Г., Шахматов Е.В., Шорин В.П. Об оценке влияния характеристик присоединённых цепей на устойчивость гидравлических регуляторов. - Известия АН СССР. Машиноведение, №4, 1984 г., с. 33-38.
- [8] Гимадиев А.Г., Шахматов Е.В. Расчёт частотных характеристик гасителей колебаний в виде акустического  $RL$ -фильтра низких частот. – Изв. вузов. Машиностроение, 1983, № 8, с. 88-92.



**ENSURING STABILITY OF HYDRO-MECHANICAL CONTROL SYSTEMS WITH CONSTANT PRESSURE VALVES**

**Shakhmatov E. V.**  
**Shorin V. P.**  
**Chubenko T. A.**

Samara University,  
Moskovskoe shosse 34,  
Samara, 443086

Samara Federal research center of the  
Russian Academy of Sciences,  
3A Studencheskiy per.,  
Samara, 443001

[shakhmatovev@mail.ru](mailto:shakhmatovev@mail.ru)

*In this article, theoretical dependencies for constructing the stability boundary of the system were determined. The influence of the characteristics of the connected circuits on the stability of the constant pressure valve is analyzed. To confirm the established theoretical dependences, experimental studies of the valve with the corresponding boundary conditions were carried out. As a result, oscillograms of valve tests were obtained for various connected lines.*

**Keywords:** *system stability; constant pressure valve; RL –filter; throttling element*

## References

- [1] Theory of automatic control of aircraft power plants. Management of the WFD. Under the editorship of prof. Shevyakova A. A.-M.: mechanical engineering, 1976, 344s.,
- [2] Shevyakov A. A. Automatics of aviation and rocket power plants. - M.: mechanical engineering, 1970, 660s.
- [3] Berdnikov V. V. Applied theory of hydraulic circuits. - M.: mechanical engineering, 1977. - 192s.
- [4] Glikman B. F. Unsteady flows in pneumohydraulic chains. - M.: mechanical engineering, 1978, - 256s.
- [5] Glikman B. F. Unsteady flows in pneumohydraulic chains. - M.: mechanical engineering, 1978, - 256s.
- [6] Korobochkin B. L., Komitovsky M. D. Dynamic characteristics of pressure spool hydraulic systems. - In the collection: Theory of automatic machines and pneumatic hydraulic drives. - M.: mechanical engineering, 1970, p. 268-278.
- [7] Gimadiev A. G., Shakhmatov E. V., Shorin V. P. on the assessment of the influence of the characteristics of attached chains on the stability of hydraulic regulators. - News of the USSR Academy of Sciences. Mashinovedenie, No. 4, 1984, pp. 33-38.
- [8] Gimadiev A. G., Shakhmatov E. V. Calculation of frequency characteristics of vibration dampers in the form of an acoustic low-frequency RL filter. – Izv. universities. Mechanical engineering, 1983, no. 8, pp. 88-92.

## СТЕНДОВЫЙ КОМПЛЕКС СИНХРОННОГО КОНТРОЛЯ ВИБРОШУМОВЫХ И ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ АППАРАТУРЫ

Э.Г. Берестовицкий,  
Ю.А. Гладиллин,  
А.А. Франтов

АО «Концерн «НПО «Аврора»

ул. Карбышева, 15,  
г. Санкт-Петербург,  
Российская Федерация, 196024

mail@avrorasystems.com

*В работе рассмотрены результаты создания и применения автоматизированной системы синхронного контроля виброшумовых и функциональных характеристик электрогидравлической аппаратуры на специализированном гидравлическом стенде.*

*С ростом скорости протекания процессов в электрогидравлической аппаратуре, количества параметров оценки и требований, предъявляемых к перспективным образцам, возрастает потребность и актуальность во внедрении на специализированных испытательных стендах автоматизированных систем, способных осуществлять запись широкого перечня характеристик. Процесс контроля таких характеристик осложняется необходимостью проведения испытаний электрогидравлической аппаратуры, как на стационарных, так и нестационарных, быстропотекающих режимах её работы. При этом измерение параметров должно осуществляться синхронно и достоверно. Для обеспечения этих условий для создания автоматизированной системы были сформулированы ряд требований, как к оборудованию, так и к программному обеспечению, исходя из критериев функциональности, мобильности, гибкости, модернизируемости и обслуживаемости оборудования.*

*Помимо аппаратной части было создано специализированное программное обеспечение. Оно включает в себя унифицированную оболочку анализа и регистрации данных, а также SCADA-проекты, представляющие из себя результат объектно-ориентированного программирования.*

*Использование автоматизированной системы измерения, интегрированной в состав стендового комплекса, позволило осуществить:*

- синхронное автоматизированное регистрирование различных параметров, характеризующих быстротекущие процессы (давление, расход, перемещение, температура, вибрация);
- взаимную передачу данных с автоматизированной системы измерений на специализированный управляющий комплекс.

*Расширившиеся измерительные возможности позволили более всесторонне оценивать виброшумовые и функциональные характеристики работы электрогидравлической аппаратуры, определять их взаимосвязь, осуществлять настройку и доработку конструктивных решений такой аппаратуры, достигая требуемых параметров её работы.*

**Ключевые слова.** Измерения; синхронность; виброшумовые характеристики; функциональные характеристики; электрогидравлическая аппаратура

### 1 Введение

В процессе разработки и производства современной управляемой электрогидравлической аппаратуры (ЭГА) из состава исполнительной части систем

управления техническими средствами (СУ ТС) особую роль приобретают средства экспериментального определения и контроля её функциональных и виброшумовых характеристик.

Такие испытания необходимы, в первую очередь, на этапе разработки новых конструкций устройств с целью доведения их параметров работы до заданных величин, определённых целями создания. Зачастую требуется определять взаимно влияющие гидравлические параметры работы ЭГА, параметры быстродействия, температурные режимы функционирования, вибрации и шума.

Испытание характеристик ЭГА выполняется на специализированных гидравлических стендах, оборудованных средствами измерения (СИ) контролируемых параметров.

Общие правила построения таких стендов сформулированы как в отраслевых методиках, так и рядом авторов в своих публикациях [1]. Как правило, в них рассматривается создание таких установок для целей испытания серийной ЭГА на соответствие действующим нормативам.

В современных реалиях с ростом скорости протекания процессов в ЭГА, количества параметров оценки и ужесточения требований, предъявляемых к перспективным образцам, возрастает потребность и актуальность во внедрении на специализированных испытательных стендах автоматизированных систем, способных осуществлять запись широкого перечня характеристик. Процесс контроля таких характеристик осложняется необходимостью проведения испытаний ЭГА как на установившихся, так и на нестационарных, быстропротекающих режимах её работы. При этом измерение параметров должно осуществляться синхронно и достоверно.

Одним из наиболее авторитетных производителей систем измерения шума и вибрации является датский бренд Brüel & Kjær. Который на протяжении 75 лет развивает свои продукты. В настоящее время производителем предлагается широкий спектр, как первичных преобразователей, так и анализирующего оборудования. Также предлагаются мощные программные продукты по обработке

фиксируемых сигналов и проведению их последующего анализа и интерпретации. Производитель приводит широкий спектр задач, для решения которых используется его продукты [2]. В то же время стоит отметить сложности, возникающие при интеграции продуктов Brüel & Kjær в разветвлённые системы проведения измерений, ввиду их «узкой» направленности на проведение акустических испытаний. Поэтому наиболее целесообразно пользоваться более универсальными продуктами других производителей, позволяющими выполнять контроль и измерение не только акустических параметров, но и функциональных характеристик. При этом такие производители также предлагают гибкие программные средства, позволяющие организовывать испытания различной степени сложности и синхронизировать контролируемые параметры. Крупнейшим отечественным производителем таких средств выступает компания ZETLab. Именно их аппаратные решения и программные продукты легли в основу системы, рассматриваемой в данной статье [3]. Ещё одним положительным фактором при выборе отечественных решений является возможность глубокого взаимодействия с производителем по адаптации измерительных средств для решения узкоспециализированных отраслевых задач.

В представленной работе приводится пример реализации подхода по внедрению системы контроля характеристик (СКХ) в состав специализированного стенда проверки ЭГА. Для её создания были сформулированы ряд требований, как к оборудованию, так и к программному обеспечению, исходя из критериев функциональности, мобильности, гибкости, модернизируемости и обслуживаемости оборудования.

## 2 Разработка и экспериментальная апробация системы контроля характеристик

Специализированный гидравлический стенд, предназначенный для испытания характеристик ЭГА, содержит в своём составе различные устройства и технические средства. Общая схема такого стенда приведена на рисунке 1.

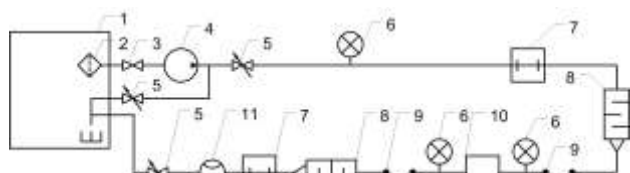


Рисунок 1. Схема гидравлического испытательного стенда

1 – расходный бак; 2 – фильтр; 3 – запорный клапан; 4 – насосная установка; 5 – управляющие клапаны (напорный, байпасный, подпорный); 6 – манометры; 7 – виброзадерживающий массив; 8 – глушители; 9 – гибкие вставки; 10 – объект испытания на измерительном участке; 11 – расходомер.

На приведённой схеме представлен гидравлический стенд насосного типа, где подача рабочей среды осуществляется насосами в составе насосной установки [4]. В качестве объектов испытания может выступать широкая номенклатура ЭГА, подвергаемая квалификационным испытаниям на соответствие требованиям, а также опытным работам по отработке перспективных конструкций. Всё это накладывает необходимость контроля широкого перечня параметров, характеризующих работу исследуемого объекта. В ходе испытаний должны контролироваться:

1. Параметры рабочей жидкости:
  - давления;
  - перепады давлений;
  - расход;
  - температура.
2. Характеристики работы прибора:
  - перемещение и положение рабочих органов;
  - время срабатывания;
  - вибрационные и акустические характеристики.

Процесс контроля таких характеристик осложняется необходимостью проведения испытаний ЭГА как на стационарных, так и нестационарных, быстропротекающих режимах её работы. При этом измерение параметров должно осуществляться синхронно и достоверно.

Для обеспечения этих условий для создания СКХ были сформулированы требования, как к оборудованию, так и к программному обеспечению, исходя из критериев функциональности, мобильности, гибкости, модернизируемости и обслуживаемости оборудования. Отметим эти критерии.

Критерий функциональности:

- возможность синхронного проведения испытаний различных физических величин;
- возможность получения и сохранения результатов испытаний в удобной форме (распространённые форматы файлов получаемых протоколов);
- получение результатов в виде протоколов установленной формы и с учётом действующих методик с возможностью последующего вывода на печать;
- возможность дополнительного анализа полученных сигналов.

Критерий мобильности:

- небольшие габариты комплекса и его элементов;
- реализация на основе мобильных устройств и возможность автономной работы.

Критерий гибкости:

- возможность применения внешних источников данных (расходомеры, термометры, датчики давления и др.);
- возможность встраивания в автоматизированную систему проведения испытаний, наличие соответствующих программных и аппаратных средств.

Критерии модернизируемости и обслуживаемости:

- масштабируемость количества анализируемых сигналов;

- поддержка производителем ПО и аппаратной части, актуальные версии ПО;
- включение измерительного оборудования в перечень допущенного к использованию в отрасли;
- выполнение поверки измерительного оборудования.

Сформулированные критерии легли в основу работ по созданию СКХ на специализированном стенде испытаний ЭГА [5]. Структурная схема стенда представлена на рисунке 2.



Рисунок 2. Принципиальная схема автоматизированной системы проведения измерений функциональных и виброшумовых характеристик ЭА

Во время работы исследуемой ЭГА непрерывно меняющиеся значения физических и виброакустических параметров синхронно фиксируются датчиками и поступают в СКХ, где осуществляется их запись и передача по Ethernet в задающий комплекс.

Аппаратная составляющая состоит из комплекта датчиков контроля различных параметров, преобразователей сигнала, многоканальных анализаторов сигнала типа А17-У8 и станции обработки на основе персонального компьютера.

Помимо качественной аппаратной части широкие измерительные возможности СКХ дает специализированное программное обеспечение. Оно включает в себя унифицированную оболочку анализа и регистрации данных, а также 2 SCADA-проекта, представляющих собой результат графического программирования.

1. SCADA-проект «регистрирующий комплекс синхронной регистрации» (РКСР) предназначен для:

- выбора режима эксперимента;
- отправки сигнала о запуске эксперимента;
- приема оцифрованных сигналов со всех датчиков из состава СКХ;
- измерения электрических параметров сигналов;
- обработки результатов измерений;
- вывода информации на экран;
- передачи результатов на внешнюю аппаратуру.

Настраиваемый интерфейс SCADA-проекта РКСР представлен на рисунке 3.

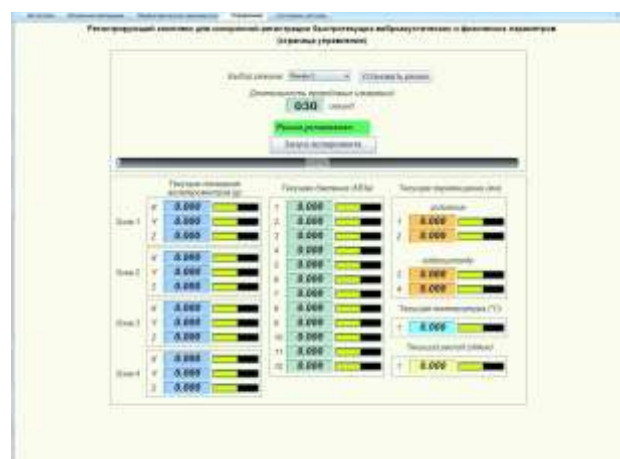


Рисунок 3. Интерфейс SCADA-проекта «РКСР»

Как следует из рисунка 3 в процессе испытаний выполняется синхронная запись параметров вибрации (текущие показания акселерометров) испытуемого объекта, давления, температуры, расхода рабочей жидкости и перемещения элементов оборудования. Также реализована возможность отображения в реальном времени получаемых характеристик испытуемой ЭГА (рисунок 4).



Рисунок 4. Форма синхронного отображения процесса измерений параметров

2. SCADA-проект «Вибрация» предназначен для измерения виброшумовых характеристик испытуемой ЭГА, обладающий следующими возможностями:

- проведение измерения вибрационных характеристик объекта в соответствии с действующими методиками;
- выбор параметров проведения испытаний (количество точек, амортизация, учёт типа точек измерения и жёсткости упругих элементов);
- прием оцифрованных сигналов с виброакселерометров до 24 каналов одновременно (8 точек измерения);
- сохранение результатов в формате Excel, вывод протоколов и графических приложений к ним установленного образца.
- 1/3-октавные уровни вибрации измеряются в трёх взаимно перпендикулярных направлениях в диапазоне частот от 5 до 10000 Гц;
- измерение вибрации ЭГА производится при работе изделия как на установившемся, так и на переходном режиме;
- выполняется расчёт результирующей вибрационной характеристики для каждого из трёх взаимно перпендикулярных направлений среднеквадратичных (по точкам измерения) уровней вибрации в 1/3-октавных полосах частот.

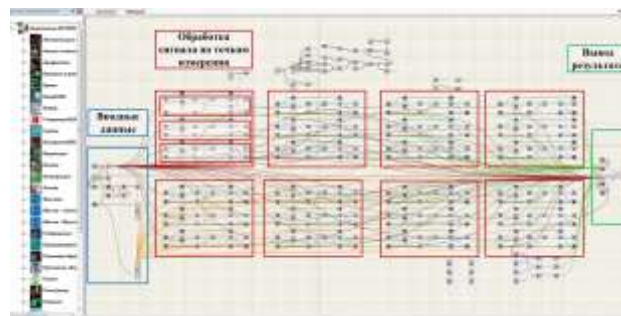


Рисунок 5. SCADA-проект «Вибрация»

На рисунке 5 приведён результат объектно-графического программирования в SCADA-среде для проекта «Вибрация». В нём заложена возможность проведения измерений по 8 трёхкоординатным точкам вибрации в 1/3-октавных полосах частот с учётом условий проведения испытаний. Интерфейс разработанного проекта приведён на рисунке 6.



Рисунок 6. Интерфейс SCADA-проекта «Вибрация»

В процессе проведения измерения система обеспечивает возможность отображения получаемых величин в реальном времени и выполнение экспресс-оценки.



Рисунок 7. Отображение в реальном времени вибрационных характеристик

На рисунке 7 представлены данные по 1/3 октавному и узкополосному анализу вибрации в 3-х взаимно-перпендикулярных осях с функцией накопления максимума. Так же отображается уровень звукового давления в 1/3 и 1/1 октавных полосах частот.

Наличие этих программных решений позволило оператору максимально полно проводить исследования функциональных и виброшумовых характеристик ЭГА как на этапе стендовой отработки макетных образцов разрабатываемых изделий, так и в ходе определения их фактических параметров работы.

В качестве результата применения разработанного автоматизированного комплекса на этапе отработки конструкции электрогидравлического устройства проводились измерения его параметров. При этом на стенде обеспечивалась имитация сопротивления управляемого органа. Эти результаты приведены на рисунке 8.

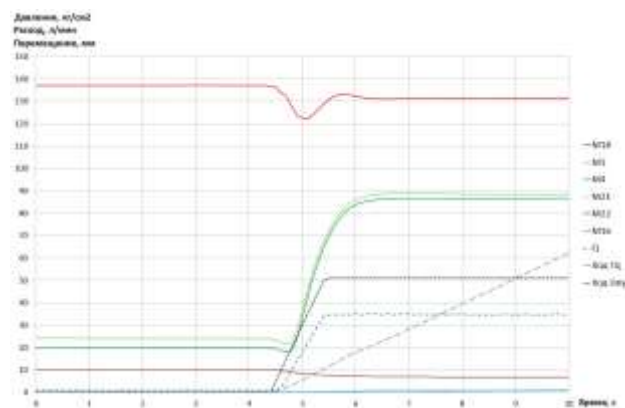


Рисунок 8. Оциллограмма для режима перемещения прибора при имитации дополнительного сопротивления

На рисунке 9 представлены величины давлений МЗ – М22, расхода Q, хода гидроцилиндра ГЦ и золотника Iзпу на протяжении динамически меняющегося процесса. При этом также выполнялись измерения вибрации с контролем максимальных значений в 1/3-октавных полосах за период всего нестационарного процесса [6]. Результаты выполненных измерений вибрационных характеристик

нестационарного процесса работы ЭГА представлены на рисунке 9.

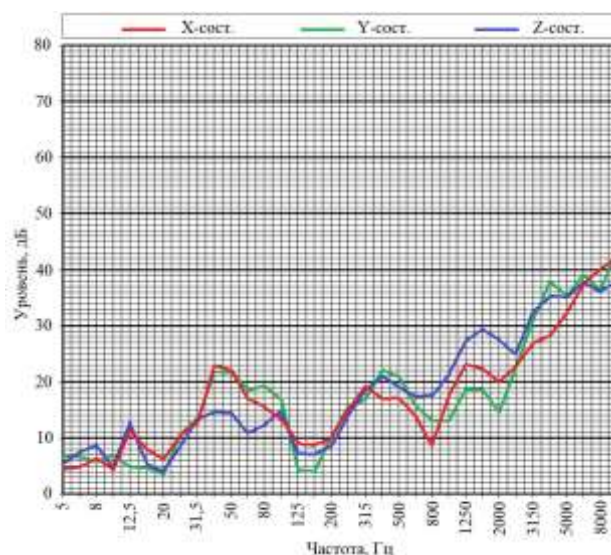


Рисунок 9. Вибрационная характеристика нестационарного режима работы прибора при имитации дополнительного сопротивления

Из приведённых рисунков видно, что результаты разработки и внедрения СКХ на специализированном гидравлическом стенде позволяют во всей необходимой полноте проводить оценку функциональных и виброшумовых характеристик как сдаточных, так и макетных образцов ЭГА.

На основе анализа результатов выполненных работ вносятся корректировки в конструкцию исследованных образцов ЭГА, настраивается их быстродействие для оптимизации, как функциональных характеристик, так и непосредственно связанных с ними параметров вибрации и шума.

### 3 Заключение

Использование системы контроля характеристик, интегрированной в состав управляющего оборудования, позволило получить следующие результаты:

- синхронное автоматизированное регистрирование различных параметров, характеризующих быстротекущие процессы (давление, расход, перемещение, температура, вибрация);

- взаимная передача данных с СКХ на специализированный задающий комплекс;
- синхронный вывод и 3D-отображения вибрационных характеристик, совместно с функциональными данными работы испытуемой ЭГА;
- измерение температуры, давления, перемещений и расхода, с применением дополнительного оборудования и датчиков.

#### **Список использованных источников**

- [1] Будниченко М.А., Некрасов В.А. Методология создания заводских стендов для виброакустических испытаний серийно изготавливаемого судового оборудования // Труды крыловского государственного научного центра. 2018. Вып. 2(384). – С. 121-130
- [2] Официальный сайт производителя Брюль и Кьер, Дания /Электронный ресурс/ Режим доступа <https://www.bksv.com/ru-RU/Applications/>
- [3] Официальный сайт производителя ZETLab, Россия /Электронный ресурс/ Режим доступа <https://zetlab.com/produkcija/>
- [4] Берестовицкий Э.Г., Обуховский С.А. Проблемы создания современного специализированного стенда для виброакустических испытаний приборов и систем управления // Судостроение. 2006. № 4, – С. 42 – 45.
- [5] Ромашов Н.Н. Стенд-имитатор знакопеременных нагрузок // Системы управления и обработки информации: науч.-техн. сб. / АО «Концерн «НПО «Аврора». СПб.: 2016. Вып. 35. – С. 89 – 99.
- [6] Гладилин Ю.А., Ромашов Н.Н., Франтов А.А. Исследование эффективности применения некоторых методов снижения виброактивности гидравлических приборов // СПб.: Технико-технологические проблемы сервиса. №4 (22). 2012. – С. 10 – 13.



**BENCH COMPLEX FOR SYNCHRONOUS MONITORING OF NOISE VIBRATION AND FUNCTIONAL CHARACTERISTICS OF ELECTROHYDRAULIC EQUIPMENT**

**Erlen G. Berestovitsky,  
Yury A. Gladilin,  
Andrey A. Frantov**

Concern Avrora Scientific and Production Association JSC

15, street Karbysheva, S.-Peterburg,  
196024, Russian Federation

mail@avrorasystems.com

*When creating specialized pumping test stands for hydraulic devices to check their vibration and noise characteristics, the main problem is the choice of pump type. This, in the first place, is connected with the different principle of operation of pumping units and the influence that the working organ exerts on the flow of liquid.*

*Currently, there is a wide range of pumps, differing in design, with different functional capabilities, supplying the working medium both at the nominal mode, and allowing to regulate supply and pressure parameters in a wide range. They are divided into two main groups: dynamic and voluminous. The choice of the pump for the needs of creating a stand determines its own vibration characteristics of the entire system being created.*

*Proceeding from the made choice, it is necessary to determine the own characteristics of the created stand and, if necessary, to develop and apply a number of additional tools that allow improving the vibrational and noise characteristics of the stand being created.*

*The article presents the procedure for creating such a stand and describes the solutions that allow to combat the influence of the pump unit during the testing of hydraulics. The work was carried out using two types of pumps: axial-piston and centrifugal pumps. The following solutions were applied in the work: resonators, vibra-holding arrays, expansion tanks and flexible interchanges. The selection of the optimal combination and the correct calculation of the parameters of these means can significantly improve the intrinsic characteristics of the test stand being created and reduce own noise in the part of vibration and hydrodynamic noise.*

**Keywords:** stand; test; vibration; hydrodynamic noise; pump; resonator

## References

- [1] Budnichenko M.A., Nekrasov V.A. Development methodology of factory vibroacoustic tests for industrially produced ship equipment // Transaction of the Krylov State Research Center. 2018. Issue. 2 (384). – P. 121-130 (in Russian).
- [2] Official website of the manufacturer Brüel & Kjær, Denmark / Electronic resource / Access mode <https://www.bksv.com/ru-RU/Applications/>
- [3] Official website of the manufacturer ZETLab, Russia Federation / Electronic resource / Access mode <https://zetlab.com/produkcija/>
- [4] Berestovitsky, E.G., Obukhovskiy S.A., (2006) Problems of creating a specialized stand for vibro-acoustic testing of instruments and control systems. Sudostroyeniye [Shipbuilding], no.4, pp. 42 – 45. (in Russian).
- [5] Romashov N.N., (2016) Dynamic resistance simulator. Management system and information processing: scientific and technical collection, no. 35. pp. 89-99. (in Russian).
- [6] Gladilin, Y.A., Romashov N.N., Frantov, A.A., (2012) Study of the effectiveness of the application of certain methods to reduce the vibration activity of hydraulic devices. Technical and technological problems of service, №4 (22). 2012. – P. 10-13. (in Russian).