

ДИНАМИКА И ВИБРОАКУСТИКА

Выпуск №2, 2021

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

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, вызывающих повышенный уровень шума и вибрации; течению в каналах и трубах; течению в биологических системах; струям; мультифазному течению; гидродинамике надводных и подводных аппаратов; турбулентности и волнам; динамике;

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

PURPOSES AND SCOPE

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

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

Area of interests include but is not limited to:

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

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

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

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

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

СОДЕРЖАНИЕ

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РАССТОЯНИЯ МЕЖДУ КАНАЛАМИ ДРОССЕЛИРУЮЩЕГО УЧАСТКА ЗРА НА ГЕНЕРАЦИЮ ГДШ	
<i>В.О. Дорогойченков, М.А. Ермилов, А.Н. Видяскина</i>	6
ПРОЕКТИРОВАНИЕ КЛАПАНА С ЛИНЕЙНОЙ РАСХОДНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙ	
<i>Е.А. Макаров, М.А. Ермилов, А.Н. Видяскина</i>	11
ВОЛОКОННО-ОПТИЧЕСКИЙ ДАТЧИК ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ В ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ	
<i>О.Г. Бабаев</i>	17
ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОПНЕВМОАРМАТУРЫ ДЛЯ И ЛА	
<i>Ю.И. Кондрашов, Е.Н. Ермилова, А.Н. Видяскина</i>	26
РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ И ПРОВЕДЕНИЯ УСКОРЕННЫХ РЕЗОНАНСНЫХ ИСПЫТАНИЙ НА НАДЕЖНОСТЬ КЛАПАННЫХ ПРУЖИН ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ	
<i>В. В. Бирюк, А. А. Горшкалев, М. О. Захаров, В. Л. Ларин</i>	34

УДК 681.8

DOI: 10.18287/2409-4579-2021-7-2-6-10

В.О. Дорогойченков
М.А. Ермилов
А.Н. Видяскина

Самарский национальный
 исследовательский университет
 имени академика С.П. Королёва

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

Vadim.d-163@yandex.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РАССТОЯНИЯ МЕЖДУ КАНАЛАМИ ДРОССЕЛИРУЮЩЕГО УЧАСТКА ЗРА НА ГЕНЕРАЦИЮ ГДШ

При проектировании дроссельных участков запорно-регулирующей арматуры (ЗРА), состоящих из групп отверстий, возникает вопрос о выборе расстояния между осями каналов. В статье представлено численное моделирование дросселирующего участка гидравлического клапана с использованием двух рабочих сред: вода и ПГВ. Представлены зависимости длин струй от межосевого расстояния. А также проведено экспериментальное исследование зависимости величины гидродинамического шума от межосевого расстояния между каналами.

Ключевые слова: запорно-регулирующая арматура; дроссельный участок; затопленная струя; межосевое расстояние; слипание струй

1 Введение

Снижение колебаний давления и гидродинамического шума (ГДШ) в трубопроводных системах в настоящее время является актуальной задачей на многих объектах [1,2]. При проектировании дроссельных участков запорно-регулирующей арматуры (ЗРА), состоящих из групп отверстий (рисунок 1), возникает вопрос о выборе расстояния между осями каналов.

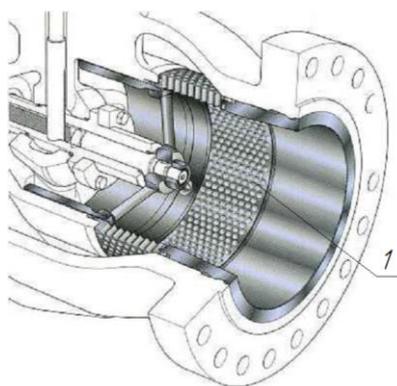


Рисунок 1. Клапан с рассекателем выходного потока
 (1 – перфорированная шумоглушащая втулка)

Генерация шума свободной струи возникает из-за градиента скоростей потока и открытой среды [3]. При взаимодействии скоростного потока и "стоячей" открытой среды возникает множество пульсирующих

разноразмерных вихрей, являющиеся источниками пульсаций давления (рисунок 2).

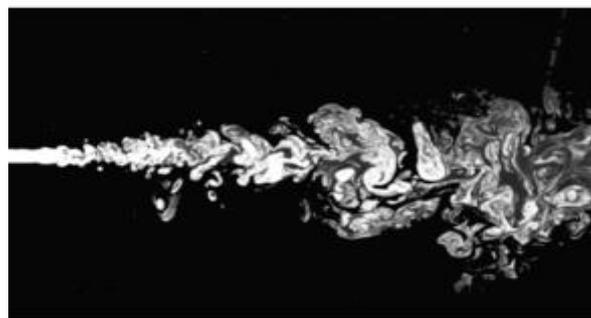


Рисунок 2. Затопленная струя

При взаимодействии нескольких струй, интенсивность вихреобразования увеличивается. Следовательно, целесообразно располагать струи на расстоянии, при котором взаимодействие минимально. С помощью численного моделирования и экспериментальных исследований проверим данное предположение.

2 Численное моделирование дросселирующего участка гидравлического клапана

Для определения влияния расстояния между отверстиями, была рассчитана модель

дросселирующего участка гидравлического клапана в программном пакете AnsysFluent с тремя цилиндрическими отверстиями и рабочей средой вода (рисунок 3). Диаметр отверстия взят 1,4 мм, расстояние между осями цилиндрических каналов принимались равными 1,5d, 2d, 2,5d, 3d, 4d, 5d, 6d. В качестве граничных условий (ГУ) в пакете AnsysFluent задается давление на выходе $p_{вых}=0,5$ МПа и скорость на входе $V_{вх}=15$ м/с.

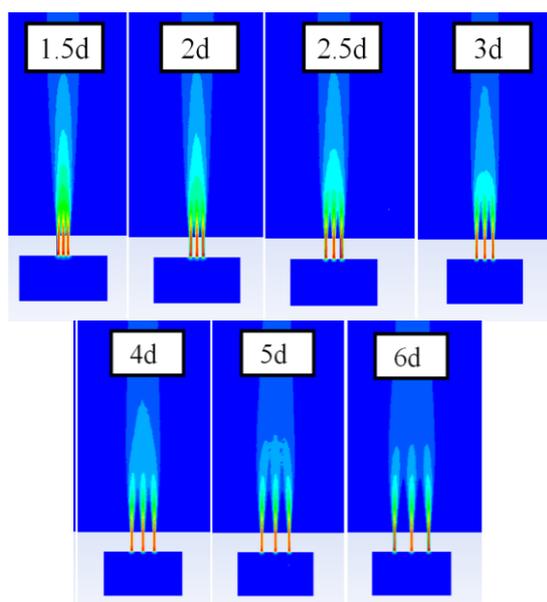
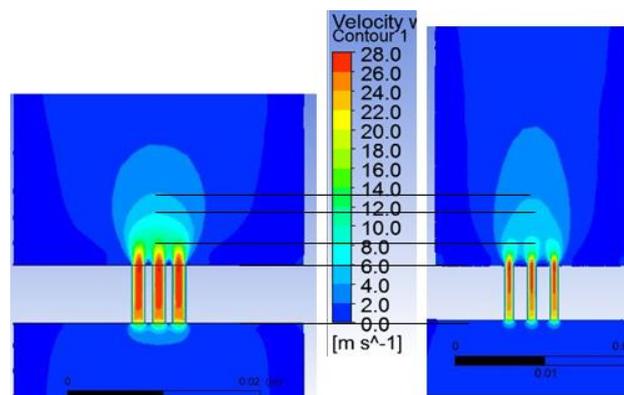


Рисунок 3. Изменение структуры выходной струи от увеличения межосевого расстояния между каналами (в калибрах) при рабочей среде вода

С помощью численного моделирования течения жидкости, для каналов диаметром 1,4 мм было установлено минимальное расстояние между осями соседних каналов, при котором отсутствовало слипание струй, при рабочей среде вода составило 6 калибров.

Данный расчет был произведен также для рабочей жидкости ПГВ (ГОСТ 25821-83). Для проверки влияния диаметра канала были промоделированы при аналогичном скоростном режиме каналы диаметром 1 мм и 1,4 мм, расстояние между осями цилиндрических каналов принимались равными 1,5d, 2d, 2,5d, 3d, 4d, 5d. Оптимальным расстоянием будет

расстояние, при котором наблюдается минимальное слипание струй.



Расстояние между осями отверстий 1,5d (d=1.41мм).

Расстояние между осями отверстий 2,5d (d=1мм).

Рисунок 4. Сравнение струй 1,5d, диаметром 1,41мм и 2,5d, диаметром 1мм (рабочая среда ПГВ)

Из рисунка 4 видно, что при увеличении диаметра отверстий увеличиваются зоны смешения, в которых образуются вихри. Вихри возникают из-за того что скоростные потоки (в центре основной струи) тормозятся соседней зоной (объемом) с меньшей или нулевой скоростью. Источником ГДШ в струе есть объем всей вихревой зоны – т.е. слой смешения. Под слоем (зоной) смешения понимают слой, в котором реализуются градиенты скорости и образуются вихревые зоны. Каждый вихрь в зависимости от своего размера, генерирует пульсацию давления с соответствующей частотой.

На основании моделирования предлагаются следующие рекомендации для избегания слипания струй для каналов диаметром 1,4 мм. Для параллельных каналов при рабочей среде вода минимальное расстояние между осями 6 калибров, при рабочей среде ПГВ – 5 калибров.

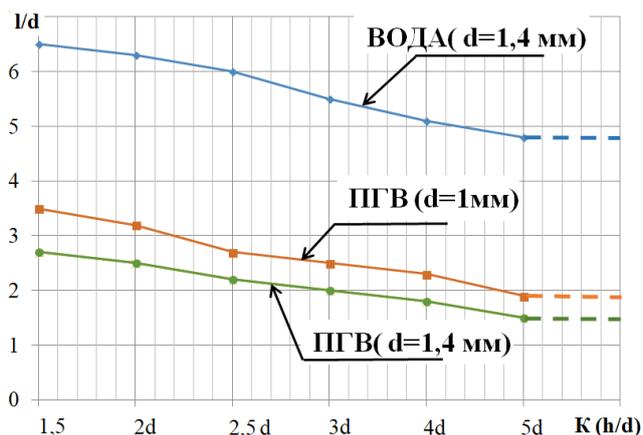


Рисунок 5. График зависимости длины струи от калибра

3 Экспериментальное определение влияния межосевого расстояния на генерируемый шум

3.1 Экспериментальная установка

Также было выполнено экспериментальное определение влияния межосевого расстояния на генерируемый шум на экспериментальной установке (Рисунок 6), в которую устанавливались шайбы (Рисунок 8) с различным межосевым расстоянием и диаметром отверстий 1 мм.

Так как шум распространяется в обоих направлениях (красные линии см. Рисунок 7) по гидросистеме, то для качественного исследования возьмем датчик пульсаций на входе измерительного участка (место установки шайб), который измеряет уровень пульсаций давления. Это обусловлено тем, что при использовании данных полученных на выходном датчике (давление P_2), присутствует «второстепенный шум» (кавитация), возникающий при регулировании вентилем расхода жидкости в экспериментальной установке, это было необходимо для осуществления необходимого перепада давления на измерительном участке.

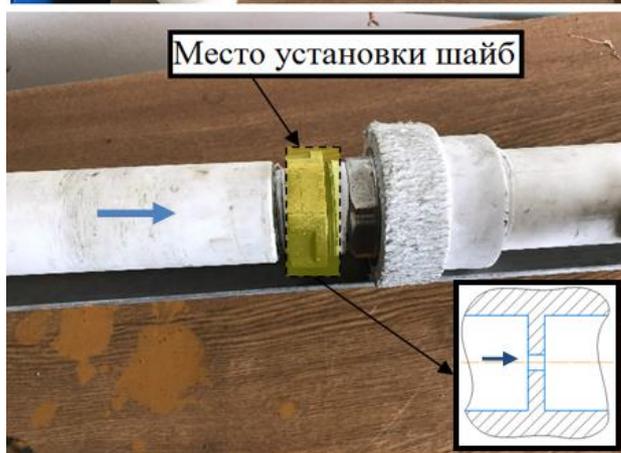


Рисунок 6. Экспериментальная установка

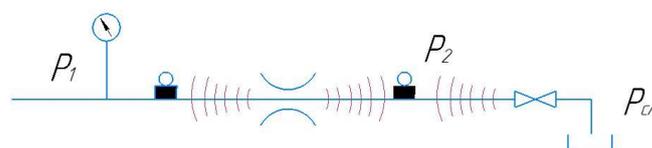


Рисунок 7. Схема измерительного участка

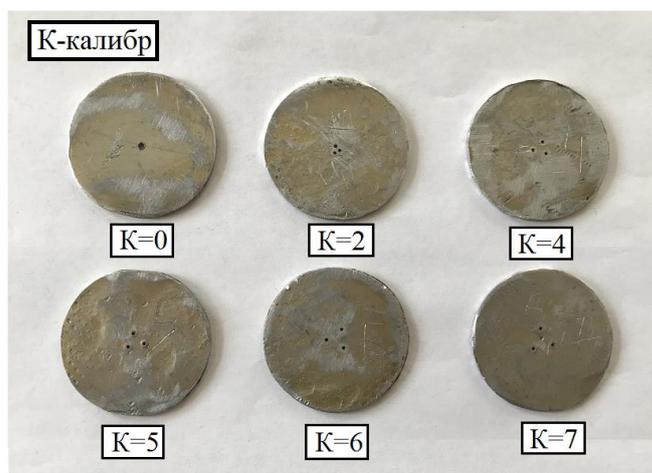


Рисунок 8. Дроссельные шайбы с различным расстоянием между отверстиями в калибрах

3.2 Анализ полученных данных

Для анализа влияния межосевого расстояния каналов на генерируемый шум приводится спектрограмма уровня ГДШ при расходе 0,09 м³/ч (рисунок 9).

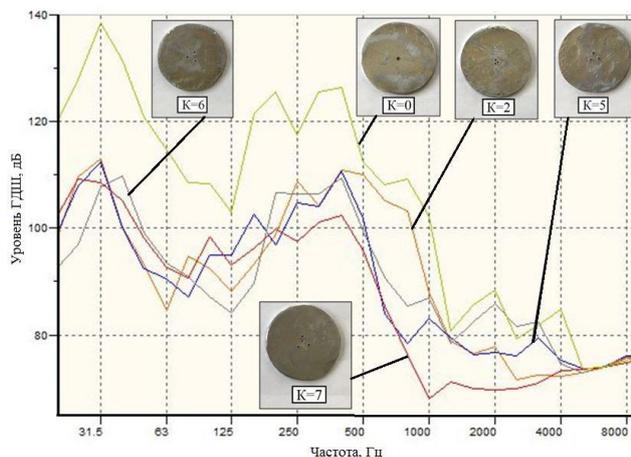


Рисунок 9. Спектры ГДШ шайб при расходе 0,09 м³/ч

На рисунке 10 показана зависимость среднеквадратического значения уровня ГДШ от числа калибров шайб.

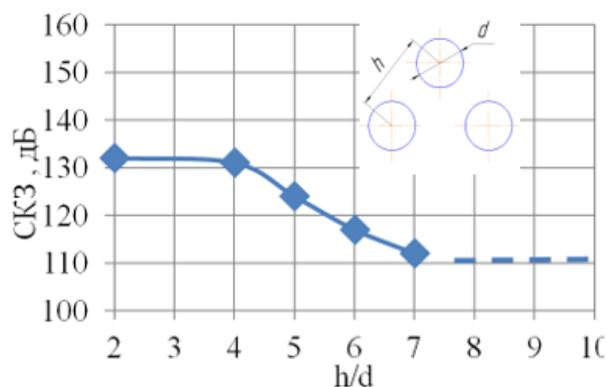


Рисунок 10. График зависимости СКЗ ГДШ от $K=h/d$

На основании экспериментальных данных (Рисунки 9,10) установлено, что при увеличении расстояния между каналами диаметром 1 мм уменьшается уровень ГДШ, а при определенном значении калибра (более $K=7$ для рабочей среды ВОДА) - уровень ГДШ становится минимальным.

4 Заключение

Экспериментальное и численное исследование показали, что при проектировании малошумных дросселирующих участков в виде группы отверстий необходимо выбирать межосевое расстояние более 7 калибров.

Список литературы

- [1] Берестовицкий Э.Г., Гладилин Ю.А., Голованов В.И., Сарафанов И.А. Снижение вибрации и шума гидравлических приборов систем управления техническими средствами. СПб.: Астерион, 2009, 315с.
- [2] А.Н. Видяскина, Е.Н. Ермилова, А.Н. Крючков и др. Разработка технологии создания проточной части осевого типа для импортозамещающей регулирующей арматуры Динамика и виброакустика машин DVM -2018 Материалы четвёртой международной научно-технической конференции Самара с.80-82
- [3] Лейбензон, Л.С. Движение природных жидкостей и газов в пористой среде [Текст]/ Л.С. Лейбензон - М.: Машиностроение, 1947. 244 с.
- [4] Лопашев, Д.З. Методы измерения и нормирования шумовых характеристик [Текст] / Д.З. Лопашев, Г.Л. Осипов, Е.Н. Федосеева. – М.: Изд-во стандартов, 1983. – 232 с.

INVESTIGATION OF THE INFLUENCE OF THE SPACING BETWEEN THE BORE OF THE THROTTLING SECTION OF THE SHUT-OFF AND CONTROL VALVES ON THE GENERATION OF THE HYDRODYNAMIC NOISE

V. O. Dorogoichenkov

M. A. Ermilov

A.N. Vidyaskina

Samara University

Moskovskoe shosse, 34
Samara, Russian Federation
443086

Vadim.d-163@yandex.ru

When designing the throttle sections of the shut-off and control valves, consisting of groups of holes, the question arises about the choice of the distance between the axes of the spacings. The article presents a numerical simulation of the throttling section of a hydraulic valve using two working media: water and fluid PGV . The dependences of the jet lengths on the center-to-center distance are presented. An experimental study of the dependence of the hydrodynamic noise on the center distance between the spacings was also carried out.

Key words: *shut-off and control valves; throttle section; flooded jet; center distance; jet sticking*

Reference

[1] Berestovitsky E. G., Gladilin Yu. A., Golovanov V. I., Sarafanov I. A. Reduction of vibration and noise of hydraulic devices of control systems of technical means. St. Petersburg: Asterion, 2009, 315s.

[2] A. N. Vidyaskina, E. N. Ermilova, A. N. Kryuchkov, etc. Development of technology for creating an axial flow part for import-substituting control valves Dynamics and vibroacoustics of machines DVM -2018 Materials of the Fourth international scientific and technical conference Samara p. 80-82

[3] Leibenzon, L. S. The movement of natural liquids and gases in a porous medium [Text] / L. S. Leibenzon-M.: Mashinostroenie, 1947. 244 p.

[4] Lopashev, D. Z. Methods of measuring and normalizing noise characteristics [Text] / D. Z. Lopashev, G. L. Osipov, E. N. Fedoseeva. - M.: Izd-vo standartov, 1983. - 232 p.

Е.А. Макаров
М.А. Ермилов
А.Н. Видяскина

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва

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

makaroff.zhenia2011@yandex.ru

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КЛАПАНА С ЛИНЕЙНОЙ РАСХОДНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙ

В статье рассматривается методика проектирования проточной части клапана на базе клапана-прототипа для получения линейной расходной характеристики. Представлены результаты численного моделирования проточной части в программном пакете Ansys Fluent исходного клапана. Описан метод корректировки площадей проходных сечений, целью которого является доводка характеристики клапана до требуемой.

Ключевые слова: клапан; линейная расходная характеристика; корректировка; дросселирующий участок

1 Введение

В настоящее время широко применяются трубопроводные системы на многих объектах [1]. Это энергетические и химические производственные предприятия, морские суда и многие другие отрасли производства. Обеспечение требуемых параметров рабочей среды, транспортируемых по таким трубопроводам, является важной и актуальной задачей.

Для регулирования объемов жидкостей, транспортируемых по трубопроводам, и давления в них применяют запорно-регулирующую арматуру (ЗРА). В данных устройствах изменяется площадь проходного сечения, при этом также изменяется и сопротивление потоку. Основной функцией регулирующей арматуры является управление расходом или давлением рабочей среды в заданном диапазоне рабочих режимов, характеризующихся рабочим давлением и расходом.

Способность регулирующего клапана пропускать рабочее тело оценивают по его расходной характеристике, которая бывает трёх видов: линейная, равнопроцентная и параболическая [2]. Расходная характеристика регулирующего клапана отображает зависимость изменения относительного расхода через клапан от изменения относительного хода штока регулирующего клапана при постоянном

перепаде давления на нём. Кривые расходных характеристик представлены на рисунке 1.

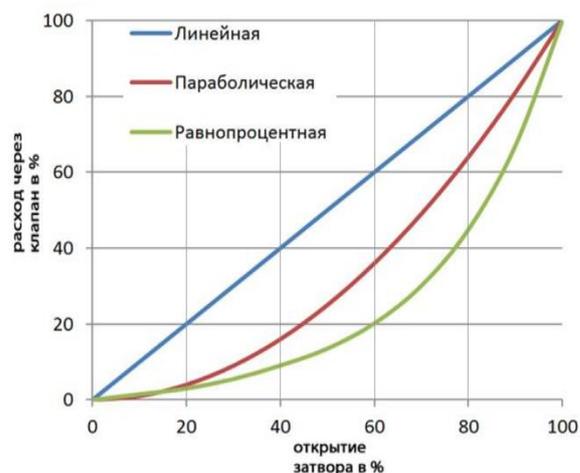


Рисунок 1. Кривые расходных характеристик

Линейная расходная характеристика — обеспечивает одинаковые приросты относительного хода штока, которые вызывают одинаковые приросты относительного расхода. Регулирующие клапаны с линейной расходной характеристикой применяются в системах, где существует прямая зависимость между управляемой величиной и расходом среды.

Равнопроцентная расходная характеристика (логарифмическая) — зависимость относительного прироста расхода от относительного прироста хода штока. Регулирующие клапаны с логарифмической расходной

характеристикой применяются в системах, где управляемая величина нелинейно зависит от расхода через регулирующий клапан.

Параболическая расходная характеристика — зависимость относительного прироста расхода от относительного хода штока подчиняется квадратичному закону [3].

2 Определение пропускной характеристики исходного клапана

Определение пропускной способности проводится согласно ГОСТ Р 55508—2013 для хода клапана, соответствующего (5, 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90 и 100)% номинального хода. Клапан проливают при фиксированном положении его запорно-регулирующего элемента. В результате проводят измерения давления на входе и выходе клапана и рассчитывают величину пропускной способности по формуле [3]:

$$K_v = 35700 \cdot \frac{G}{\sqrt{\rho \cdot \Delta p}}$$

где G – массовый расход жидкости через клапан [кг/с];

ρ – плотность жидкости [кг/м³];

Δp – перепад давления на клапане [Па].

Имеется клапан-прототип [5], показанный на рисунке 2 в котором установлена дроссельная втулка с равномерно распределёнными каналами цилиндрической формы.

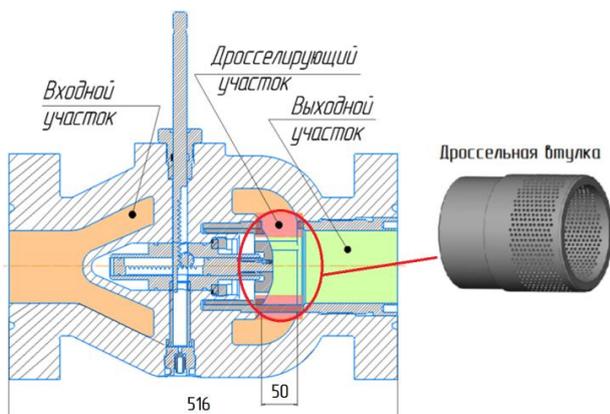


Рисунок 2. Клапан - прототип

Определим его пропускную характеристику с помощью программного комплекса AnSys FLUENT.

Для этого сначала строятся 3D-модели проточных частей клапана, соответствующие 5, 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90 и 100%-ному открытию запорного элемента клапана. Для ускорения расчёта строится сектор 30 градусов, он представлен на рисунке 3.

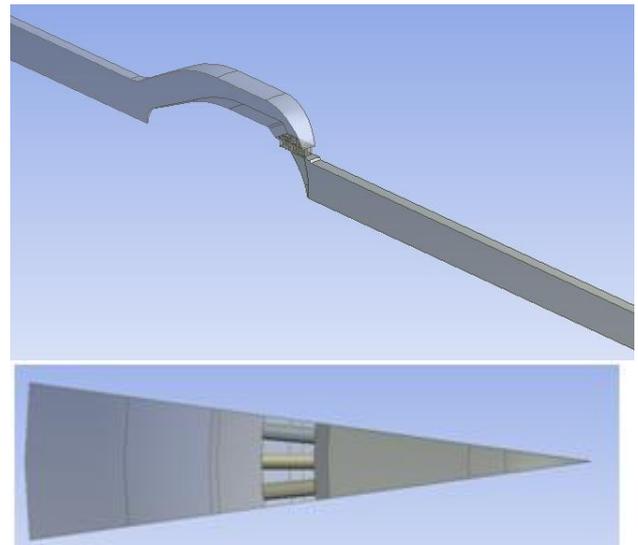


Рисунок 3. Внешний вид объемной модели сектора проточной части клапана

3D-модель проточной части, разбитая на конечные элементы, при 50%-ном открытии клапана, показана на рисунке 4.

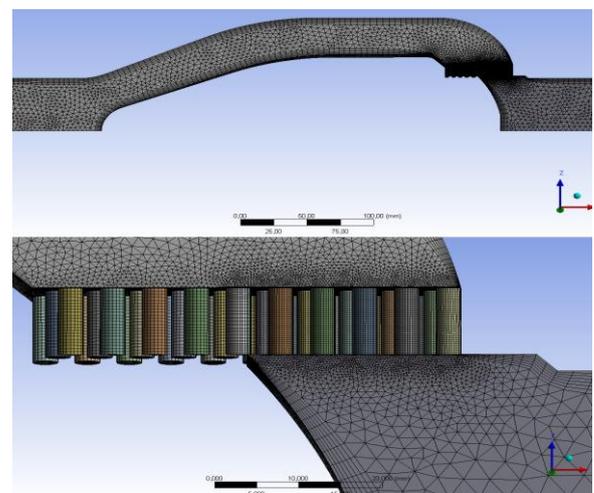


Рисунок 4. 3D-модель проточной части при 50%-ном открытии клапана

Затем выполнялся расчёт потока жидкости для каждого положения запорного элемента клапана. В качестве граничных условий задавались массовый расход на входе и статическое давление на выходе проточной части клапана. Рабочая среда – вода при температуре 20°C. Схема задания граничных условий показана на рисунке 5.



Рисунок 5. Граничные условия

В качестве критериев сходимости были использованы значения невязок дифференциальных уравнений, а также разница по массовому расходу на входе и выходе проточной части клапана. Графики представлены на рисунках 6 и 7.

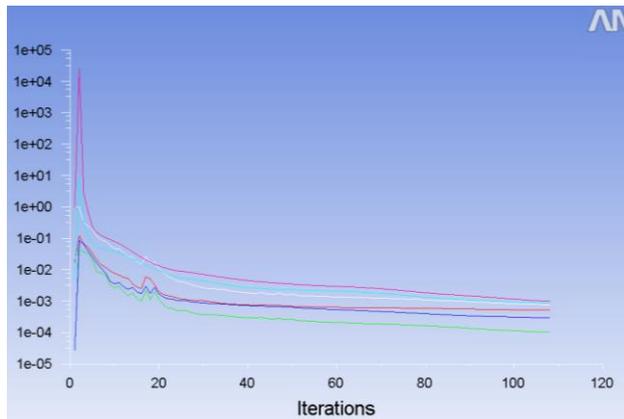


Рисунок 6. Значения невязок основных уравнений по итерациям

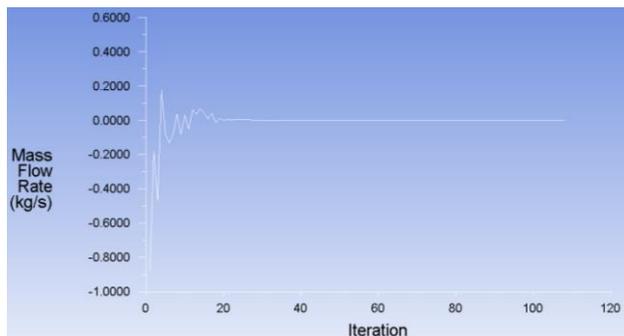


Рисунок 7. Значения разницы расхода на входе и выходе расчетной области проточной части клапана по итерациям

Эпюры скорости потока и статического давления в проточной части клапана представлены на рисунке 8.

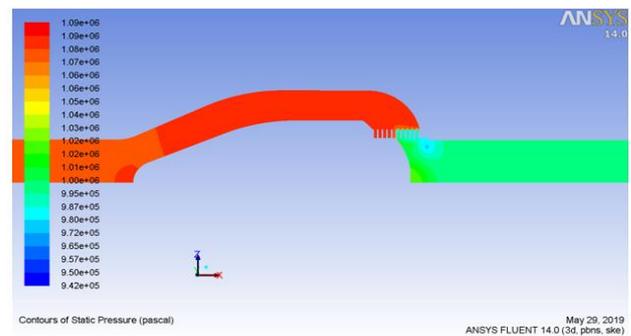
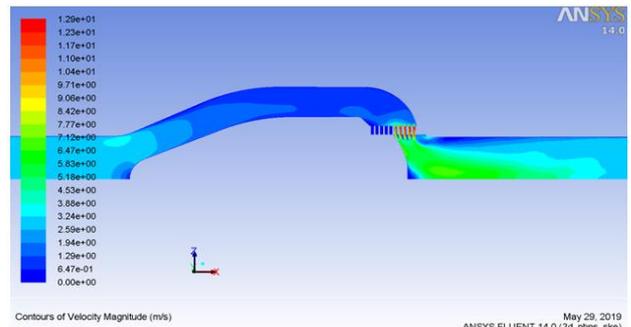


Рисунок 8. Эпюры скорости и статического давления в проточной части клапана

Полученные численные значения отображены на рисунке 9.

№ п/п	Площадь открытия S, %	Массовый расход G, кг/с	Давление на входе $p_{в}$, Па	Давление на выходе $p_{вых}$, МПа	Перепад давления Δp , Па	Пропускная способность K_v , м ³ /ч
1	5	1	17500140	1,0	16500140	0,3
2	10		3598213		2598213	0,7
3	20		1533145		533145	1,5
4	30		1217966		217966	2,4
5	40		1122063		122063	3,2
6	50		1076549		76549	4,1
7	60		1053925		53925	4,9
8	70		1040768		40768	5,6
9	80		1031864		31864	6,3
10	90		1026641		26641	6,9
11	100		1021884		21884	7,6

Рисунок 9. Результаты численного моделирования проточной части исходного клапана

В результате с помощью численного моделирования была получена расходная характеристика клапана с исходным дроссельным участком. Она показана на рисунке 10. По вертикальной оси откладывались значения относительной пропускной способности, где K_{vs} – пропускная способность клапана на текущем ходе (в зависимости от положения запорного элемента), K_v – пропускная способность клапана при полном открытии (100%). По горизонтальной оси – величины открытия клапана, соответствующие 5, 10, 20, 30, 40,

50, 60, 70, 80, 90 и 100% - ному открытию запорного элемента клапана.

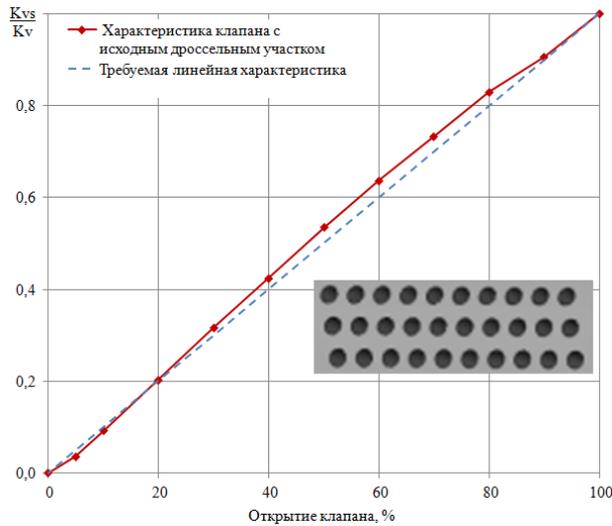


Рисунок 10. Расходная характеристика исходного клапана

Как видно из графика, пропускная характеристика исходного клапана имеет нелинейные участки. Скорректируем площадь отверстий так, чтобы характеристика стала линейной.

3 Корректировка площадей проходных отверстий

Суть метода заключается в том, чтобы при каждом положении запорного элемента клапана обеспечивалась заданная проходная площадь.

Для нахождения величин площадей необходимо преобразовать график линейной расходной характеристики в график площадей, предварительно посчитав площадь в двух крайних точках (S_{min} и S_{max}). Данный график показан на рисунке 11.

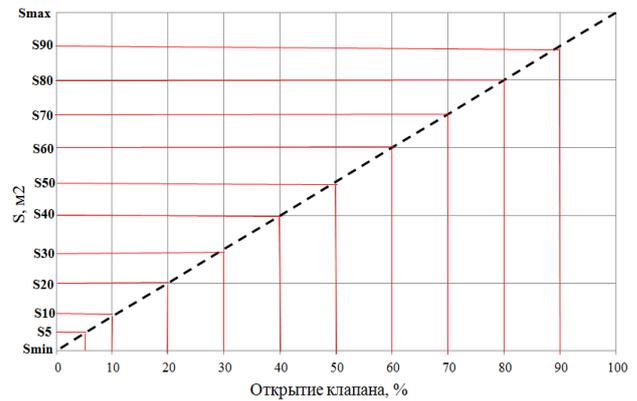


Рисунок 11. Определение площадей проходных отверстий

Корректировка площадей проводилась путем изменения диаметров отверстий на дроссельной втулке, при соответствующих положениях запорного элемента клапана, начиная с 5-ти % - ого открытия.

Определим пропускную характеристику клапана с скорректированным дроссельным участком. Для этого построим модель проточной области при данном открытии, и выполним расчёт в программном комплексе AnSys FLUENT. Граничные условия аналогичные предыдущему расчету. После каждого проверочного расчёта перестраивался график и сравнивался с заданной характеристикой. При наложении скорректированного участка полученной характеристики на заданную, все вышеописанные этапы проводились для 10, 20, 30 - ти % - ого открытия и тд.

Дроссельная втулка с скорректированной площадью проходных отверстий показана на рисунке 12.

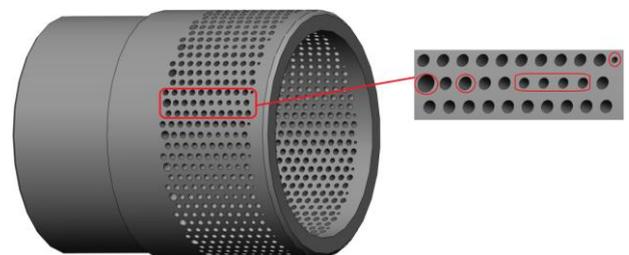


Рисунок 12. Дроссельная втулка после корректировки площадей

Полученные численные значения отображены на рисунке 13.

№ п/п	Площадь открытия S , %	Массовый расход G , кг/с	Давление на входе $p_{в}$, Па	Давление на выходе $p_{вых}$, МПа	Перепад давления Δp , Па	Пропускная способность K_v , м ³ /ч
1	5	1	11833890	1,0	10833890	0,3
2	10		3162250		2162250	0,8
3	20		1548771		548771	1,5
4	30		1238678		238678	2,3
5	40		1132915		132915	3,1
6	50		1088098		88098	3,8
7	60		1060940		60940	4,6
8	70		1044612		44612	5,3
9	80		1033638		33638	6,2
10	90		1027279		27279	6,8
11	100		1021884		21884	7,6

Рисунок 13. Результаты численного моделирования проточной части клапана после корректировки площадей

В результате, с помощью численного моделирования была получена расходная характеристика клапана со скорректированным дроссельным участком, которая показана на рисунке 14.

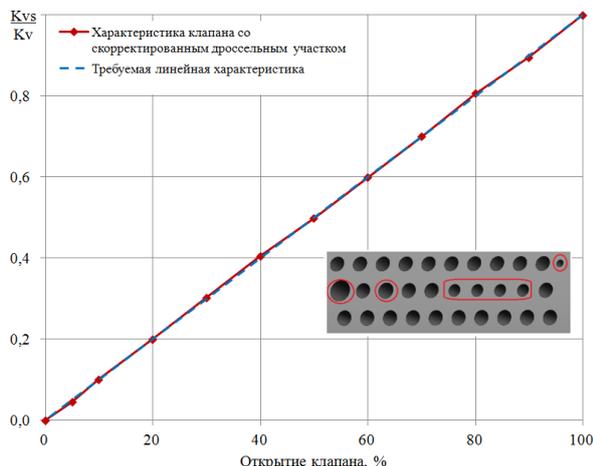


Рисунок 14. Расходная характеристика клапана после корректировки площадей

4 Заключение

В ходе работы была описана методика проектирования проточной части клапана на базе клапана-прототипа для получения линейной расходной характеристики. Был представлен метод нахождения и корректировки площадей проходных отверстий. С помощью численного моделирования был спроектирован дроссельный участок, обеспечивающий линейную характеристику клапана.

Список использованных источников

- [1] Берестовицкий Э.Г., Гладилин Ю.А., Голованов В.И., Сарафанов И.А. Снижение вибрации и шума гидравлических приборов систем управления техническими средствами. СПб.: Астерион, 2009, 315 с.
- [2] Жамов, Е.А. Основные источники шумообразования в трубопроводной арматуре [Текст] / Е.А. Жамов, С.Ф. Королев // Сб. науч. трудов ЦКБА. – 1977. – С. 37–44
- [3] Казинер Ю. Я., Слободкин М. С., Арматура систем автоматического управления [Текст] – М.: Машиностроение, 1977. – 136 с.
- [4] Дейч, М.Е. Техническая газодинамика [Текст]/М.Е. Дейч– М.: Энергия, 1974. – 592 с.
- [5] Моквелд. Регулирующие клапаны, [Электронный ресурс] / – 17 с., <http://www.mokveld.com> (дата обращения: 13.04.2021).

DESIGN OF A VALVE WITH A LINEAR FLOW CHARACTERISTIC

E. A. Makarov
M. A. Ermilov
A.N.Vidyaskina

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

makaroff.zhenia2011@yandex.ru

The article discusses the method of designing the flow part of the valve based on the prototype valve to obtain a linear flow characteristic. The results of numerical simulation of the flow part in the Ansys Fluent software package of the source valve are presented. A method for adjusting the flow-through areas is described, the purpose of which is to fine-tune the valve characteristics to the required one.

Key words: valve; linear flow characteristic; adjustment; throttling section

References

- [1] Berestovitsky E. G., Gladilin Yu. A., Golovanov V. I., Sarafanov I. A. Reduction of vibration and noise of hydraulic devices of control systems of technical means. St. Petersburg: Asterion, 2009, 315 p.
- [2] Shamov, E. A. The main sources of noise formation in pipeline fittings [Text] / E. A. Shamov, S. F. Korolev // Collection of scientific works of the Central Committee of the Russian Academy of Sciences. – 1977. – P. 37-44.
- [3] Kaziner Yu. Ya., Slobodkin M. S., Armature of automatic control systems [Text] – Moscow: Mashinostroenie, 1977. - 136 p.
- [4] Deich, M. E. Technical gas dynamics [Text] / M. E. Deich-M.: Energia, 1974. - 592 p.
- [5] Mokveld. Regulating valves, [Electronic resource] / - 17 p., <http://www.mokveld.com> (accessed:13.04.2021)

УДК 681.586.5

DOI: 10.18287/2409-4579-2021-7-2-17-25

ВОЛОКОННО-ОПТИЧЕСКИЙ ДАТЧИК ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ В ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

О.Г. Бабаев,

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва

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

orbaev@yandex.ru

В статье рассмотрены вопросы создания волоконно-оптического датчика давления для осуществления дистанционного мониторинга параметров пневмо- и гидромагистралей, предназначенных для транспортировки пожаро-взрывоопасных сред (горючих газов, жидкостей), или пневмогидравлических систем, эксплуатируемых в пожаро-взрывоопасных условиях. Предложенное решение не требует взрывозащищённого исполнения и использует наиболее простые в плане технологического процесса производства упругие чувствительные элементы и оптический модулятор поляризметрического типа. Описан принцип действия волоконно-оптического датчика давления, приведена структурная схема его первичного и вторичного преобразователей, разработана трёхмерная модель датчика, в соответствии с которой изготовлен экспериментальный образец датчика и разработан стенд для его исследования. Для экспериментального образца определен рабочий участок функции преобразования 3,5...6,5 бар, среднее значение чувствительности 0,061 мВт/бар (4,97 дБм/бар), при этом разброс регистрируемой оптической мощности между кривыми на рабочем участке не превышает 2,62 %. Для обеспечения более высоких метрологических характеристик датчика даны соответствующие конструкторские рекомендации.

Ключевые слова: волоконно-оптический датчик давления; пожаровзрывобезопасность; пневматика; гидравлика; упругий чувствительный элемент; поляризатор; градиентная линза; функция преобразования

1 Введение

В настоящее время происходит постепенное внедрение волоконно-оптических датчиков в системы контроля промышленных исполнительных механизмов, агрегатов и установок в авиационной и космической отрасли, в системы контроля целостности сооружений, а также в нефте- и газоперерабатывающей отраслях по причине их принципиальной искро-пожаро-взрывобезопасности, нечувствительности к электромагнитным помехам и, в ряде случаев, работоспособности в широком диапазоне температур и условиях повышенной радиации в отличие от широко распространенных датчиков, использующих полупроводниковую элементную базу и требующих взрывозащищённого

исполнения, бронирования подключаемых кабелей [1-5].

Однако большая часть существующих волоконно-оптических датчиков давления жидкостей и газов реализована на физических принципах, использующих волоконно-оптические решетки Брэгга или резонаторы Фабри-Перро, их производство представляет значительную технологическую сложность, поскольку требует использования дорогостоящего оборудования [6-13]. Кроме того, датчики подобного типа используют непосредственное механическое воздействие измеряемой физической величины на оптическое волокно, длительное напряженно-деформированное состояние оптического волокна, что повышает риск их выхода из строя по причине усталостного разрушения оптического волокна. В конечном счете волоконно-оптические датчики данных типов, основанных на

измерении спектра проходящего или отраженного оптического сигнала, значительно дороже датчиков на полупроводниковой элементной базе. Кроме того, оснащение такими датчиками предполагает использование в качестве вторичной измерительной аппаратуры дорогостоящих оптических спектрометров, интеррогаторов, имеющих значительные габариты, вес, чувствительных к внешним механическим воздействиям (ударные нагрузки, вибрации) и характеризующихся малым быстродействием и малым числом измерительных каналов.

В тоже время существуют сравнительно более простые в плане технологического процесса производства волоконно-оптические датчики поляризметрического типа, основанные на измерении интенсивности оптического излучения, проходящего через поляризаторы и/или оптически активные материалы, с изменяющимся под воздействием измеряемой физической величины (магнитное, электрическое поля, давление и т.п.) положением плоскости поляризации. Преимущество таких датчиков заключается в возможности использования упругого чувствительного элемента для преобразования измеряемой физической величины (давления) в поворот одного из поляризаторов, а соответственно и плоскости поляризации проходящего оптического излучения. Таким образом, осуществляется развязка между измеряемой физической величиной (давлением) и оптическим чувствительным элементом. В таких датчиках отсутствует деформирующее воздействие на оптическое волокно или иные оптические элементы измерительной системы, что значительно увеличивает надежность и срок службы датчика [1, 3, 4].

2 Принцип действия волоконно-оптического датчика давления

Общая структурная схема волоконно-оптического датчика давления (ВОДД) представлена на рисунке 1. ВОДД состоит из

первичного и вторичного преобразователей, которые могут быть разнесены на значительное расстояние и соединяются посредством волоконно-оптической линии связи (ВОЛС). Первичный преобразователь (ПП) осуществляет непосредственное преобразование давления жидкости или газа в линии в модуляцию интенсивности оптического излучения. Вторичный преобразователь (ВП) осуществляет преобразование выходной интенсивности оптического излучения первичного преобразователя в электрический аналоговый сигнал.

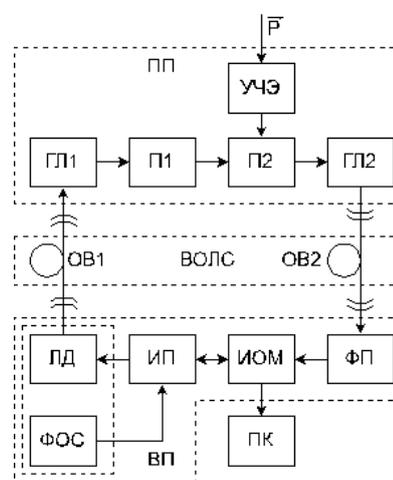


Рисунок 1. Структурная схема ВОДД

ПП заключен в отдельный корпус и включает в себя следующие элементы: излучающая градиентная линза (ГЛ1), формирующая на выходе отрезка входного оптического волокна (ОВ1) коллимированный пучок света; неподвижный поляризатор (П1) для селекции из входного оптического излучения составляющей с углом наклона плоскости поляризации, обеспечивающим наибольшую мощность излучения на выходе П1; вращающийся поляризатор – анализатор (П2), модулирующий интенсивность проходящего через него оптического излучения и приводимый во вращение упругим чувствительным элементом (УЧЭ); приемная градиентная линза (ГЛ2) для ввода модулированного оптического излучения в отрезок выходного оптического волокна

(ОВ2). Для преобразования гидростатического давления в поворот поляризатора используется упругий чувствительный элемент (УЧЭ) в виде трубки Бурдона с передаточно-множительным механизмом, на оси которого закреплен анализатор П2, модулирующий интенсивность проходящего оптического излучения. Выбором конфигурации УЧЭ (чувствительности трубки Бурдона) осуществляется изменение чувствительности ВОДД и диапазона измеряемых им давлений с целью обеспечения максимальной чувствительности и/или максимального динамического диапазона, в пределах которого изменяется интенсивность выходного оптического излучения. Стоит также отметить, что поляризаторы П1 и П2 могут быть переставлены местами без изменения функции преобразования датчика.

ВП также заключен в отдельный корпус и включает в себя следующие элементы: лазерный диод (ЛД) со встроенным фотодиодом обратной связи (ФОС) и волоконным выводом, питающий ПП; источник питания (драйвер) лазерного диода (ИП), обеспечивающий стабилизацию выходной оптической мощности ЛД по сигналу ФОС; фотоприемник (ФП), регистрирующий интенсивность оптического излучения на выходе ПП; измеритель оптической мощности (ИОМ), в качестве которого может использоваться отдельный измерительный блок, либо микроконтроллер с аналогово-цифровым преобразователем, который может также осуществлять регулирование обратной связи для стабилизации в-ходной оптической мощности ЛД. В случае лабораторного стенда могут использоваться цифровой вольтметр или осциллограф. Полученные ИОМ измерения записываются в оперативную память персонального компьютера (ПК) или могут использоваться промышленным логическим контроллером (ПЛК) для дальнейшей обработки и

принятия на их основе решений по управлению контролируемым объектом.

ВОЛС состоит из двух длинных отрезков оптического волокна типа патч-корд, оконцованных с обеих сторон оптическими разъемами, которые подключаются к ОВ1, ОВ2. ОВ1 служит для ввода излучения ЛД в первичный преобразователь, ОВ2 – для вывода модулированного оптического излучения в ФП вторичного преобразователя.

3 Параметры первичного преобразователя

Основными элементами, параметры которых влияют на чувствительность ВОДД, являются УЧЭ и оптического чувствительного элемента (ОЧЭ), состоящего из пары скрещивающихся поляризаторов П1, П2. В общем случае УЧЭ представляет собой трубку Бурдона и передаточно-множительный механизм, закрепленные на общем основании. Передаточно-множительный механизм представляет собой трибосекторную передачу, в состав которой входят зубчатый сектор и ось, изготовленная заодно с малым зубчатым колесом (триб) [14, 15]. Статическая характеристика этого механизма, т.е. зависимость угла поворота оси от угла поворота сектора, представляющего собой одно целое с кривошипом, является линейной (1):

$$\varphi = i_{з.п.} \cdot \alpha, \quad (1)$$

где: φ и α – углы поворота оси поляризатора и сектора, соответственно;

$i_{з.п.}$ – передаточное отношение зубчатой передачи.

Для проектирования зубчатого механизма необходимо знать начальный угол поворота поляризатора относительно анализатора φ , который зависит от конструкции ОЧЭ и метрологических требований, предъявляемых к ВОДД.

Интенсивность света на выходе оптического чувствительного элемента в общем виде определяется зависимостью (2):

$$I_{\text{вых}} = c \cdot I_{\text{ex}} \cdot \sin^2(\varphi_{n.a.} + \theta), \quad (2)$$

где c – коэффициент, учитывающий оптические потери в поляризаторе и анализаторе П1 и П2, а также потери на отражение; I_{ex} – интенсивность падающего на поляризатор излучения; $\varphi_{n.a.}$ – начальное угловое отклонение от положения погасания в системе поляризатор-анализатор; θ – угол поворота анализатора относительно поляризатора [4, 5].

Максимальная чувствительность ОЧЭ достигается при $\varphi_{n.a.} = 45^\circ$, но при этом возможный диапазон угловых перемещений уменьшается в 2 раза и составляет 45° (рисунок 2). Однако, необходимо учитывать, что зона от 80° до 90° имеет низкую чувствительность. В случае ее исключения возможный диапазон угловых перемещений составляет 35° .



Рисунок 2. Зависимость интенсивности выходного оптического сигнала от угла поворота анализатора при $\varphi_{n.a.} = 45^\circ$

С целью увеличения данного диапазона, начальный угол между поляризатором и анализатором можно уменьшить до 10° , а максимальное значение ограничить 80° (рисунок 3).

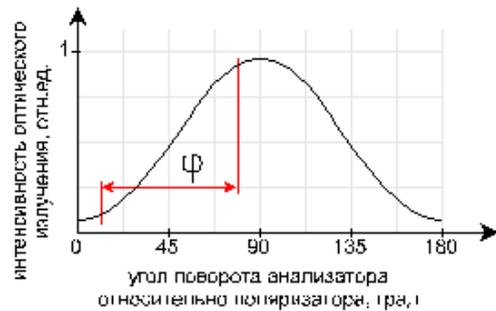


Рисунок 3. Зависимость интенсивности выходного оптического сигнала от угла поворота анализатора при $\varphi_{n.a.} = 10^\circ$

Это позволит исключить зону от 0° до 10° и от 80° до 90° с низкой чувствительностью. При этом диапазон угловых перемещений увеличивается с 35° до 70° , и функция преобразования на данном участке будет представлять собой практически прямую линию. Таким образом, для обеспечения максимальной чувствительности при измерении давления устанавливается начальное угловое отклонение в 45° от положения погасания в системе поляризатор-анализатор, а для обеспечения максимального диапазона измерений угловое отклонение ограничивается в пределах от 10° до 80° , которые достигаются при минимальном и максимальном измеряемом давлении, соответственно. У варианта конструкции с максимальной чувствительностью динамический диапазон меньше в 2 раза, чем у варианта с максимальным диапазоном измерений, а чувствительность (на участке в 5° в начале диапазона измерений) в 2,36 раз выше:

$$\left| \frac{\sin^2(45^\circ) - \sin^2(50^\circ)}{\sin^2(10^\circ) - \sin^2(15^\circ)} \right| \approx 2,36. \quad (3)$$

Однако в конце диапазона измерений чувствительность ОЧЭ у обоих вариантов будет одинаково минимальной. Кроме того, УЧЭ широко распространённых в промышленности манометрических датчиков давления на основе трубок Бурдона имеют невысокую чувствительность и вносят значительно большую погрешность в конечный результат измерений, чем ОЧЭ, поскольку в основных

задачах промышленности не требуется измерять гидравлическое давление с высокой точностью, но есть необходимость в широком диапазоне измеряемых давлений.

4 Конструкция экспериментального образца ВОДД

С учетом вышеприведенных выводов была разработана трёхмерная модель ВОДД (рисунок 4), в соответствии с которой был изготовлен экспериментальный образец датчика (рисунок 5). В качестве УЧЭ используется наиболее распространенная в манометрических измерительных приборах бронзовая одновитковая трубка Бурдона плоскоовального сечения, впаянная в латунный штуцер и оснащенная передаточно-множительным механизмом, обеспечивающая у стрелочных манометров измерение давления до 8 бар и класс точности 2,5. На штуцере через два крепежных отверстия М4х1,0 закреплен вынос, на котором в свою очередь смонтирован подковообразный держатель градиентных линз. В паз держателя со стороны приемной ГЛ2 установлен неподвижный поляризатор П2. На оси триба закреплена оправа вращающегося поляризатора П1, состоящая из основания, в которое уложен поляризатор, и прижимной крышки. В крышке предусмотрен открытый паз для подстройки начального углового положения П1. ГЛ1 приклеена к торцу одномодового ОВ с диаметром сердцевины 9 мкм для формирования узкого пучка оптического излучения, ГЛ2 – к торцу многомодового ОВ с диаметром сердцевины 62,5 мкм для приема максимальной мощности излучения. Поляризаторы выполнены из полимерной поляризационной пленки марки P100 толщиной 0,3 мм. Для измерения мощности оптического излучения используется измеритель оптической мощности FOD 1202. В качестве источника излучения используется лазерный диод Laserscom LDI-FP-650-30-H-3-SM1-FA-CW, установленный на алюминиевый радиатор и

питаемый током 40мА от драйвера лазерных диодов Nolatech DLC-200.

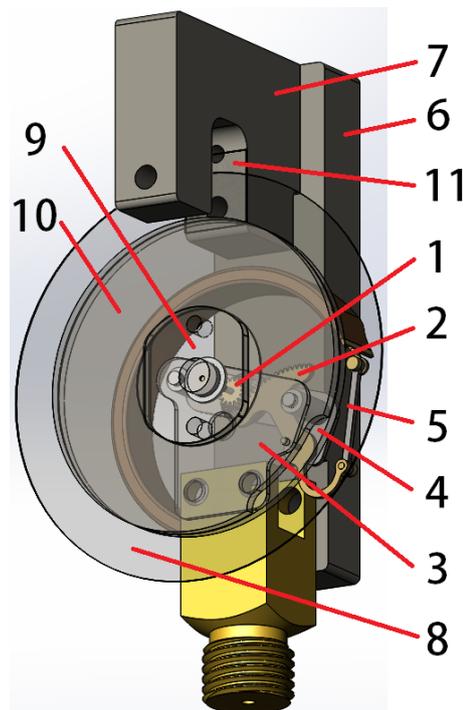


Рисунок 4. 3D-модель экспериментального образца ВОДД: 1 – триб, 2 – сектор, 3 – плата верхняя, 4 – плата нижняя, 5 – тяга, 6 – вынос, 7 – держатель градиентных линз, 8 – вращающийся поляризатор, 9 – основание вращающегося поляризатора, 10 – прижимная крышка вращающегося поляризатора, 11 – неподвижный поляризатор

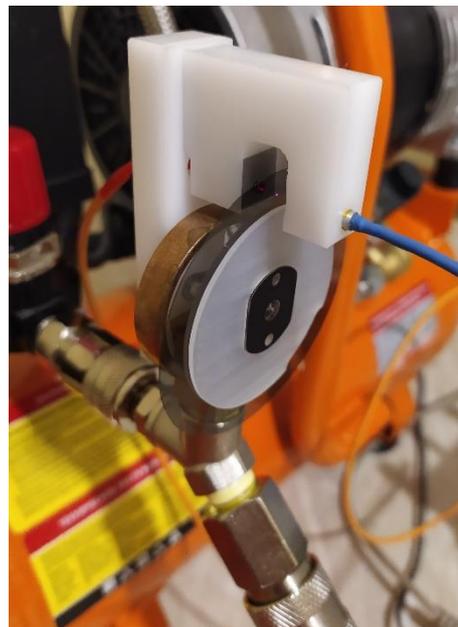


Рисунок 5. Экспериментальный образец ВОДД

5 Экспериментальное исследование ВОДД

Цель эксперимента – определить динамический диапазон и чувствительность экспериментального образца ВОДД. В экспериментальной установке используется компрессор с ресивером для создания давления и пневмопистолет для сжатия воздуха до фиксированных значений по контрольному стрелочному манометру ресивера. Пневматическая принципиальная схема экспериментального стенда приведена на рисунке 6. Для каждого показания стрелочного манометра записывается соответствующее значение мощности выходного оптического сигнала ВОДД. По полученным данным строится кривая функции преобразования «давление – мощность» оптического сигнала. Проводится 5 серий эксперимента, по результатам которых на одном графике строится 5 кривых. Затем определяется разброс измеряемой величины между 5 кривыми и его соответствие заявленному классу точности 2,5 для используемого в датчике УЧЭ. Фотография стенда приведена на рисунке 7.

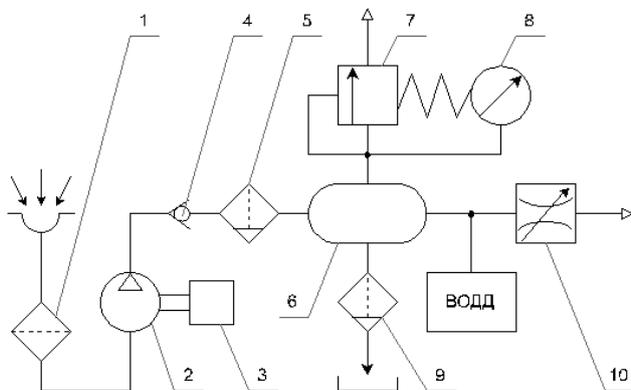


Рисунок 6. Пневматическая принципиальная схема экспериментального стенда, где: 1 – фильтр; 2 – компрессор; 3 – двигатель; 4 – обратный клапан; 5 – фильтр-водоотделитель; 6 – ресивер; 7 – предохранительный клапан; 8 – манометр; 9 – вентиль; 10 – пневмопистолет

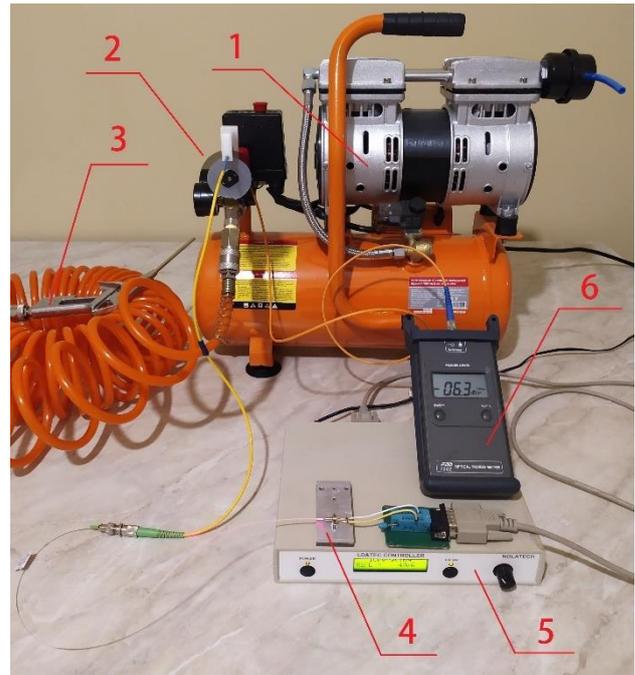


Рисунок 7. Экспериментальный стенд для исследования ВОДД, где: 1 – воздушный компрессор с ресивером; 2 – ВОДД; 3 – пневмопистолет; 4 – ЛД, закрепленный на радиаторе; 5 – драйвер ЛД; 6 – измеритель оптической мощности

На рисунке 8 приведены результаты эксперимента. Согласно экспериментальным данным, рабочий участок функции преобразования, соответствующий максимальному диапазону измерений (углы поворота поляризатора в пределах $10^\circ \dots 80^\circ$, $100^\circ \dots 170^\circ$), составляет 3,5...6,5 бар, среднее значение чувствительности на рабочем участке функции преобразования составляет 0,061 мВт/бар (или 4,97 дБм/бар), при этом разброс регистрируемой оптической мощности между кривыми на рабочем участке не превышает 2,62%, что незначительно больше заявленных 2,5% для используемого в датчике УЧЭ.

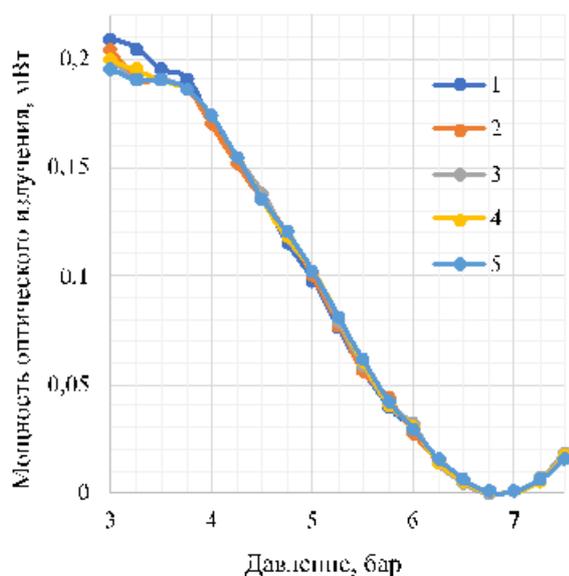


Рисунок 8. Функция преобразования ВОДД, где 1, 2, 3, 4, 5 – серии эксперимента

Данная погрешность обусловлена рядом факторов: сложностью осуществления точного ручного регулирования давления с помощью пневмопистолета и контрольного манометра с классом точности 2,5; слабой повторяемостью углового положения вращающегося поляризатора из-за его значительных габаритов, массы, и недостаточного значения момента, создаваемого волоском передаточно-множительного механизма, что существенно увеличивает инерционность ВОДД. Предполагается, что в дальнейших исследованиях задание точных значений давления будет осуществляться с помощью регулирующей арматуры с электронным управлением. Конструктивный недостаток ВОДД может быть устранен за счет использования вращающегося поляризатора без оправы, однако, в таком случае повышаются требования к плоскостности пленочного поляризатора. Более приемлемый вариант – использование спиральных и винтовых трубок Бурдона без передаточно-множительного механизма либо сильфонов, мембран, мембранных коробок, обеспечивающие прямую передачу момента. В случае реализации дифференциальной схемы измерений с двумя параллельными оптическими

каналами с разными начальными углами между анализатором и поляризатором (0° и 90°) можно минимизировать температурную составляющую погрешности, проявляющуюся главным образом в нестабильности выходной оптической мощности лазерного диода. Данная схема подходит для промышленных условий эксплуатации с изменяющимся вследствие перепадов температуры окружающей среды тепловым режимом работы ВП, и позволяет использовать в качестве источников излучения более простые и дешевые ЛД без ФОС.

5 Заключение

Представленные в статье данные подтверждают возможность создания пожаро-взрывобезопасных датчиков давления для удалённого мониторинга объектов (пневмо- и гидромагистралей, предназначенных для транспортировки горючих газов, жидкостей, или пневмогидравлических систем, эксплуатируемых в пожаро-взрывоопасных условиях) на основе известных решений с упругими чувствительными элементами. Выбором конструктивных параметров УЧЭ (тип УЧЭ, материал, из которого изготовлен УЧЭ, геометрические параметры УЧЭ) и ОЧЭ (начальное угловое отклонение от положения погасания в системе поляризатор – анализатор) осуществляется изменение чувствительности ВОДД и диапазона измеряемых ВОДД давлений с целью обеспечения максимальной чувствительности и/или максимального динамического диапазона.

Согласно экспериментальным данным, рабочий участок функции преобразования ВОДД, соответствующий максимальному диапазону измерений (углы поворота поляризатора в пределах $10^\circ \dots 80^\circ$, $100^\circ \dots 170^\circ$), составляет 3,5...6,5 бар, среднее значение чувствительности на рабочем участке функции преобразования составляет 0,061 мВт/бар (или 4,97 дБм/бар), при этом разброс регистрируемой

оптической мощности между кривыми на рабочем участке не превышает 2,62%, что незначительно больше заявленных 2,5% для используемого в датчике УЧЭ и обусловлено конструктивными недостатками экспериментального стенда и образца ВОДД, которые будут устранены в дальнейших исследованиях. Следует также отметить, что экспериментальный образец ВОДД малоприспособен для измерений давления в быстротекущих динамических процессах из-за значительных габаритов, массы и обусловленной этим инерционности вращающегося поляризатора. Поэтому при реализации следующих вариантов ВОДД предлагается использовать облегченную конструкцию вращающегося поляризатора без оправы, а в качестве УЧЭ – спиральные и винтовые трубки Бурдона без передаточно-множительного механизма либо сильфоны, мембраны, мембранные коробки, обеспечивающие прямую передачу момента. Для обеспечения более высоких метрологических характеристик ВОДД рекомендуется дифференциальная схема измерений с двумя параллельными оптическими каналами. Для задания точных значений давления в экспериментальном стенде необходимо использовать регулируемую арматуру с электронным управлением.

Список использованных источников

- [1] Udd, E., Spillman, W.B. (2011), *Fiber Optic Sensors: An Introduction for Engineers and Scientists*, 2nd ed., John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, NJ, 512 p.
- [2] Fraden, J. (2016), *Handbook of modern sensors: Physics, designs, and applications*, 5th ed., Springer, San Diego, CA, 758 p.
- [3] Окоси Т., Окамото К., Оцу М. и др. (1990), *Волоконно-оптические датчики: Пер. с япон.*, 256 с.
- [4] Matyunin, S.A., and Babaev, O.G. (2015), “Contactless fiberoptic vibration sensors for explosive manufacturings”, *Proceedings of the 22nd International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2015, Florence, Italy, July 12-16, 2015*.
- [5] Рандошкин, В.В., Червоненкис, А.Я. (1990), *Прикладная магнитооптика*, М.: Энергоатомиздат, 320 с.
- [6] Hegde, G., Prasad, M.V.N. and Asokan, S. (2021), “Temperature compensated diaphragm based Fiber Bragg Grating (FBG) sensor for high pressure measurement for space applications”, *Microelectronic Engineering*, Vol. 248, paper No. 111615.
- [7] Liu, L., Li, Y., He, Y., Li, F. and Liu, Y. (2009), “Membrane-based fiber bragg grating pressure sensor with high sensitivity”, *Microwave and Optical Technology Letters*, 51 (5), pp. 1279-1281.
- [8] Huang, J., Zhou, Z., Wen, X. and Zhang, D. (2013), “A diaphragm type fiber Bragg grating pressure sensor with temperature compensation”, *Measurement*, 46 (3), pp. 1041-1046.
- [9] Urban, F., Kadlec, J., Vlach, R. and Kuchta, R. (2010), “Design of a pressure sensor based on optical fiber Bragg grating lateral deformation”, *Sensors*, 10 (12), pp. 11212-11225.
- [10] Han, Z., Xin, G., Nan, P., Liu, J., Zhu, J. and Yang, H. (2021), “Hypersensitive high-temperature gas pressure sensor with Vernier effect by two parallel Fabry-Perot interferometers”, *Optik*, 241, paper No. 166956
- [11] Pan, R., Yang, W., Li, L., Yang, Y., Zhang, L., Yu, X., Fan, J., Yu, S. and Xiong, Y. (2021), “A High-Sensitive Fiber-Optic Fabry-Perot Sensor with Parallel Polymer-Air Cavities Based on Vernier Effect for Simultaneous Measurement of Pressure and Temperature”, *IEEE Sensors Journal*, 21 (19), pp. 21577-21585.
- [12] Yu, Q. and Zhou, X. (2011), *Pressure sensor based on the fiber-optic extrinsic Fabry-Perot interferometer* *Photonic Sensors*, 1 (1), pp. 72-83.
- [13] Aref, S.H., Latifi, H., Zibaii, M.I. and Afshari, M. (2007), “Fiber optic Fabry-Perot pressure sensor with low sensitivity to temperature changes for down-hole application”, *Optics Communications*, 269 (2), pp. 322-330.
- [14] Андреева, Л. Е., *Упругие элементы приборов: 2-е изд.*, М.: Машиностроение, 1981, 392 с.
- [15] Усманов, Х.Г., *Проектирование пружинного манометра*, М.: МИИТ, 1972, 31 с.

FIBER-OPTIC SENSOR FOR PRESSURE MEASUREMENT IN PNEUMATIC-HYDRAULIC SYSTEMS

The article discusses the issues of creating a fiberoptic pressure sensor for remote monitoring of the parameters of pneumatic and hydraulic highways intended for the transportation of fire and explosive media (flammable gases, liquids), or pneumatic-hydraulic systems operated in fire and explosive conditions. The proposed solution does not require explosion-proof design and uses elastic sensitive elements and polarimetric optical modulator, which are the simplest in terms of the production process. The principle of operation of a fiber-optic pressure sensor is described, a block diagram of its primary and secondary converters is given, a three-dimensional model of the sensor is developed, according to which an experimental sample of the sensor is made and a stand for its study is developed. For the experimental sample, the working section of the conversion function is 3.5 ...6.5 bar, the average sensitivity value is 0.061 mW/bar (4.97 dBm/bar), the spread of the recorded optical power between the conversion curves in the working section does not exceed 2.62%. To ensure higher metrological characteristics of the sensor, corresponding design recommendations are given.

Keywords: fiber-optic pressure sensor; fire and explosion safety; pneumatics; hydraulics; elastic sensitive element; polarizer; gradient index lens; conversion function

O.G. Babaev

Samara National Research University

34, Moskovskoeshosse, Samara,
443086, Russian Federation

orbavev@yandex.ru

References

- [1] Udd, E., Spillman, W.B. (2011), Fiber Optic Sensors: An Introduction for Engineers and Scientists, 2nd ed., John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, NJ, 512 p.
- [2] Fraden, J. (2016), Handbook of modern sensors: Physics, designs, and applications, 5th ed., Springer, San Diego, CA, 758 p.
- [3] Okosi T., Okamoto K., Ocu M. et al. (1990), Fiber Optic Sensors: Transl. from Japan. [Volokonno-opticheskie datchiki: Per. s Yapon.], Jenergoatomizdat, Leningrad, 256 p.
- [4] Matyunin, S.A., and Babaev, O.G. (2015), "Contactless fiber-optic vibration sensors for explosive manufacturings", Proceedings of the 22nd International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2015, Florence, Italy, July 12-16, 2015.
- [5] Randoshkin, V.V. and Chervonenkis, A.YA. (1990), Applied magneto-optics [Prikladnaya magnitooptika], Energoatomizdat, Moscow, 320 p.
- [6] Hegde, G., Prasad, M.V.N. and Asokan, S. (2021), "Temperature compensated diaphragm based Fiber Bragg Grating (FBG) sensor for high pressure measurement for space applications", Microelectronic Engineer-ing, Vol. 248, paper No. 111615.
- [7] Liu, L., Li, Y., He, Y., Li, F. and Liu, Y. (2009), "Membrane-based fiber bragg grating pressure sensor with high sensitivity", Microwave and Optical Technology Letters, 51 (5), pp. 1279-1281.
- [8] Huang, J., Zhou, Z., Wen, X. and Zhang, D. (2013), "A diaphragm-type fiber Bragg grating pressure sensor with temperature compensation", Measurement, 46 (3), pp. 1041-1046.
- [9] Urban, F., Kadlec, J., Vlach, R. and Kuchta, R. (2010), "Design of a pressure sensor based on optical fiber Bragg grating lateral deformation", Sensors, 10 (12), pp. 11212-11225.
- [10] Han, Z., Xin, G., Nan, P., Liu, J., Zhu, J. and Yang, H. (2021), "Hypersensitive high-temperature gas pressure sensor with Vernier effect by two parallel Fabry-Perot interferometers", Optik, 241, paper No. 16695.
- [11] Pan, R., Yang, W., Li, L., Yang, Y., Zhang, L., Yu, X., Fan, J., Yu, S. and Xiong, Y. (2021), "A High-Sensitive Fiber-Optic Fabry-Perot Sensor with Parallel Polymer-Air Cavities Based on Vernier Effect for Simultaneous Measurement of Pressure and Temperature", IEEE Sensors Journal, 21 (19), pp. 21577-21585.
- [12] Yu, Q. and Zhou, X. (2011), Pressure sensor based on the fiber-optic extrinsic Fabry-Perot interferometer Photonic Sensors, 1 (1), pp. 72-83.
- [13] Aref, S.H., Latifi, H., Zibaii, M.I. and Afshari, M. (2007), "Fiber optic Fabry-Perot pressure sensor with low sensitivity to temperature changes for downhole application", Optics Communications, 269 (2), pp. 322-330.
- [14] Andreeva, L. E. (1981), Elastic elements of instruments: 2nd ed. [Uprugie elementy priborov: 2-e izd.], Mashinostroenie, Moscow, 392 p.
- [15] Usmanov, H.G. (1972), Development of a spring pressure gauge [Proektirovanie pruzhinnogo manometra], MIIT, Moscow, 31 p.

ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОПНЕВМОАРМАТУРЫ ДЛЯ И ЛА

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 рассматриваются методы оценки нагруженного деформированного состояния конструктивных элементов гидропневмоарматуры с использованием современных программных комплексов. Также показан комплексный подход применения конструктором конструктивных и технологических способов повышения долговечности деталей. Рассматривается возможность применения метода алмазного выглаживания на примере упрочнения поверхности корпуса клапана и фланца, а также проведено сравнение этого метода с другими известными технологическими способами поверхностного упрочнения.

Ключевые слова: *нагруженное деформированное состояние; конструктивное решение; алмазное выглаживание; зоны предполагаемого разрушения; концентраторы напряжений*

1 Введение

При проектировании современных конструкций двигателей летательных аппаратов (ДЛА) и летательных аппаратов (ЛА) различного назначения в число основных требований, предъявляемых к надежности – постоянно возрастающие требования к увеличению ресурса, что естественно оказывает влияние выбор форм, размеров, материалов, позволяющих снижать и находить оптимальные конструктивные решения при создании многочисленных пневмогидроагрегатов, используемых в различных системах для управления потоком рабочих сред ДЛА и ЛА.

В этом процессе при проектировании агрегатов большую роль играет использование вышеперечисленных методов на базе современного программного обеспечения с использованием методов конечных элементов, компьютеров, которые позволяют быстро оценивать прочность, надежность, конструкции и продемонстрировать пути оптимальных решений. Кроме обоснованной расчетным путем оптимально спроектированной конструкции, немаловажную роль играют

возможности использования современной технологии для достижения вышеназванных важных целей поверхностный наклеп позволяет изменить структуру напряжений в поверхностном слое и повысить коррозионностойкие свойства материала.

Использование метода конечных элементов, 3D моделирования и современного программного обеспечения на их основе, такого как ANSYS, SolidWorks, КОМПАС и др., позволяет конструктору определить зоны максимальных напряжений и деформаций в локальных зонах, в которых могут появляться микротрещины, которые тоже ограничивают ресурс агрегатов.

Однако, при использовании в расчетах вышеперечисленные существующие программные средства не позволяют в полном объеме оценить фактические напряжения в деталях агрегатов, подвергаемых воздействию рабочей среды. Это происходит, поскольку в процессе изготовления агрегатов в зависимости от различных способов получения конечных размеров детали в поверхностном слое, в том числе в местах концентрации напряжений, возникают дополнительные напряжения растяжения, величина которых зависит от режимов и методов формирования окончательных размеров

детали. Эти напряжения суммируются с расчетными. Также необходимо учитывать, что многие детали работают при воздействии высоких температур [1,2,3,4,5].

2 Оценка нагруженного деформированного конструктивных элементов гидропневмоарматуры

Оценка нагруженного деформированного состояния конструктивных элементов гидропневмоарматуры аналитически методами всегда связана с рядом упрощений и допущений, которые существенно влияют на результаты. Еще более значительные трудности возникают при необходимости оценить упругопластическое нагруженное деформированное состояние. Также необходимость имеет место из-за присутствия острых концентраторов и вероятности появления локальных микротрещин в зонах высокого нагружения в деталях агрегатов, нагруженных внутренним давлением, имеющих сложную

конструкцию особенно корпусов комплексных агрегатов. Завышение запасов прочности конструктором при проектировании таких деталей приводит к увеличению расхода материалов и в целом массы изделия, что для ДЛА и ЛА недопустимо. Вопросы применения метода конечных элементов в задачах механизма разрушения рассматриваются в работах [1,2].

Оценить правильность принятого оптимального конструктивного решения с учетом всех вышеперечисленных факторов и возможностей технологии изготовления деталей влияющих на их долговечность дают только результаты натурных испытаний.

На примере корпуса клапана (рисунок 1) и фланца (рисунок 2), изготовленных из материала Ст 30Х, ГОСТ 33260-2015 с $\sigma_{вр} = 450$ МПа, $\sigma_{-1} = 33$ МПа, $\tau_{-1} = 240$ МПа показан комплексный подход применения конструктором сочетания конструктивных и технологических способов повышения долговечности деталей.

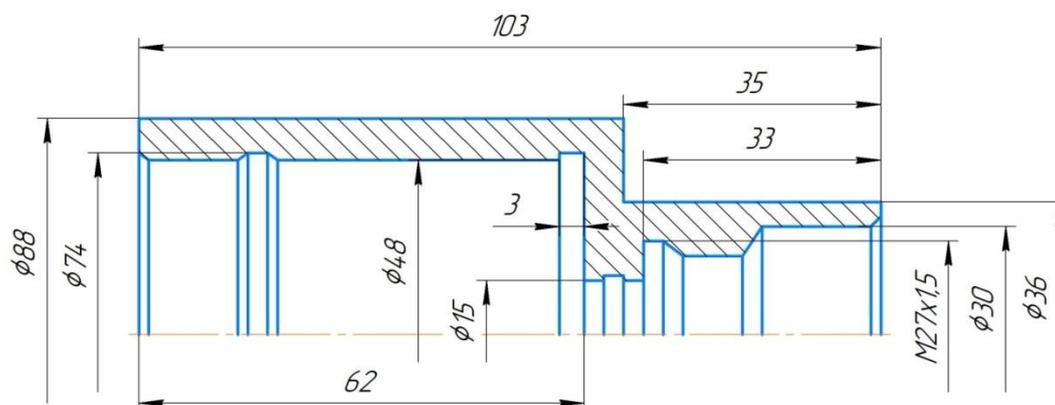


Рисунок 1. Корпус клапана

В качестве конструктивного решения основанного на проведенных расчетах с помощью метода конечных элементов и использовании программы Ansys для определения зоны максимальных концентраторов напряжений (рисунок 3).

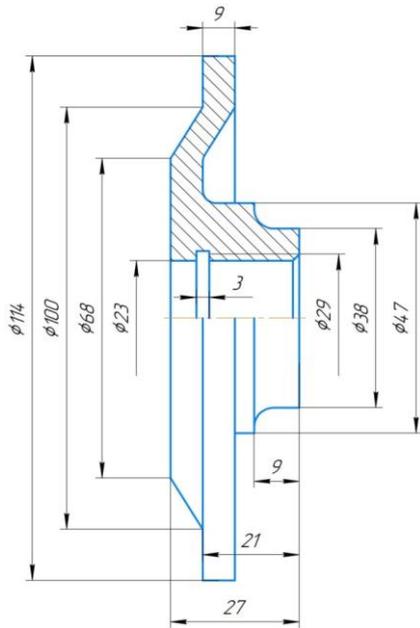
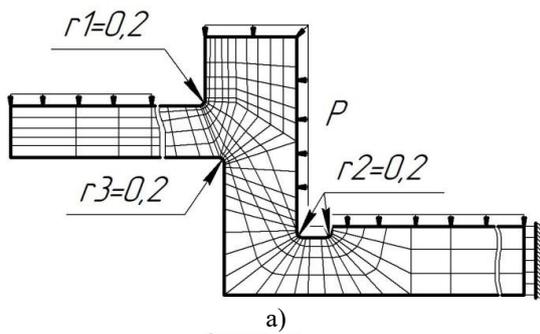
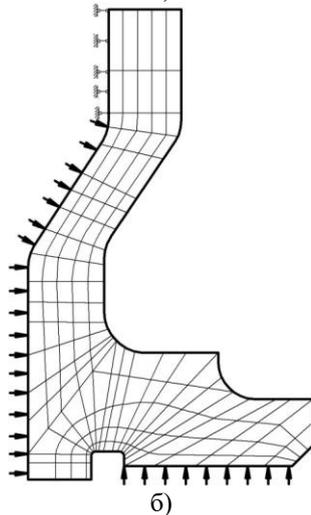


Рисунок 2. Фланец



а)

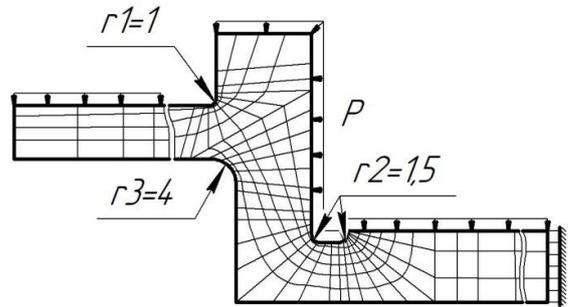


б)

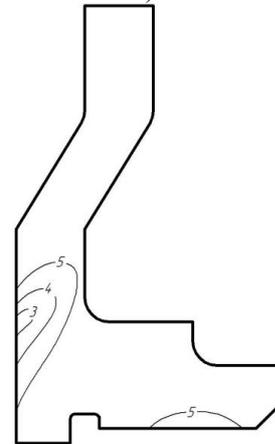
Рисунок 3. Зоны максимальных напряжений
а – корпус клапана, б – фланец

После изменения радиусов r_1, r_2, r_3 и проведения алмазного выглаживания, в том числе и в зонах максимальных напряжений, был проведен повторный расчет, который

сохранил картину распределения напряжений и подтвердил зоны предполагаемого разрушения и предельных относительных нагрузок (рисунок 4).



а)



б)

Рисунок 4. Зоны максимальных напряжений
а – корпус клапана, б – фланец

Алмазное выглаживание в качестве одного из способов повышения долговечности деталей было выбрано исходя из его ряда преимуществ по сравнению с другими известными технологическими способами поверхностного упрочнения [5,6,7].

Результаты сравнительных испытаний неупрочненных и упрочненных алмазным выглаживанием образцов из стали 40 ($\sigma_{\text{в}} = 70 \text{ кгс/мм}^2$ $\text{HB} = 217$), стали 35ХН1М ($\sigma_{\text{в}} = 110 \text{ кгс/мм}^2$ $\text{HRC} = 30-32$), цементуемой стали ($\sigma_{\text{в}} = 110 \text{ кгс/мм}^2$ $\text{HRC} = 63-65$) показали, что предел выносливости в результате алмазного выглаживания увеличился на 17-25%.

Выглаживание является одним из методов отделочно-упрочняющей обработки поверхностным пластическим

деформированием и заключается в пластическом деформировании поверхности скользящем по всей поверхности выглаживателем – алмазным наконечником, закрепленным в оправке.

Затрачиваемая в процессе выглаживания энергия почти вся переходит в тепло, нагревающее деталь и инструмент. Нагрев тонких поверхностных слоев детали в процессе обработки влияет на качество обрабатываемой поверхности, на величину остаточных напряжений, структурное и фазовое состояние металла.

Особенно эффективно в местах концентрации напряжений (отверстиях, радиусах поворотов с одной поверхности на другую, маложестких тонкостенных деталях, а также в деталях из высокопрочных и

закаленных сталей, которые затруднительно обрабатывать существующими методами поверхностного пластического деформирования. В частности, особенно это заметно при использовании алмазного выглаживания на сталях с большой твердостью. Например: для стали 14X2H3MA с HRC= 63-65 предел выносливости σ_{-1} в кгс/мм² составил 100 при алмазном выглаживании, а при упрочнении обкаткой шариком этот предел для этой стали составил всего $\sigma_{-1} = 85$ кгс/мм². И существенное повышение пределов выносливости происходит при наличии коррозионной среды по сравнению с неупрочненным способом поверхностной обработки (таблицу 1).

Таблица 1. Значения пределов выносливости стали 35ХН1М в коррозионной среде

Характеристика образцов	Предел выносливости на воздухе в кгс/мм ²	Пределы выносливости в водопроводной воде в кгс/мм ² при числе циклов испытаний			
		20·10 ⁶	30·10 ⁶	50·10 ⁶	100·10 ⁶
Неупрочненные	52	13	12	10	-
Упрочненные	59	38	35	32	23

Как видно из таблицы 1, алмазное выглаживание является эффективным средством повышения коррозионно-усталостной прочности. Усталостные испытания, проведенные при значительной продолжительности (30-100 млн. циклов), позволяют заключить, что алмазное выглаживание дает возможность повысить предел выносливости в коррозионной среде примерно в 3 раза, а долговечность – в среднем в 30-40 раз. Высокую коррозионно-усталостную прочность выглаженной поверхности можно объяснить благоприятным сочетанием её свойств (небольшой и округлой шероховатостью значительным упрочнением, повышением структурной однородности поверхностного слоя, остаточными напряжениями сжатия) [5].

В качестве критерия оценки предложенного сочетания конструктивно-технологических изменений и их влияния на долговечность, были выбраны результаты

относительной предельной нагрузки при циклических испытаниях при нормальной температуре и постоянном давлении, выдерживаемых деталями до разрушения по сравнению с исходными (без конструктивных и технологических изменений). Эти испытания показали увеличение количества циклов до разрушения на 25-30%, правда, при этом одновременно масса детали увеличилась на 1-1,5% за счет изменения конструктивных параметров [5].

Одним из наиболее перспективных методов поверхностной обработки деталей и сплавов, решающих аналогичные вопросы, является метод металлизации напылением и ионной металлизации.

В последнее время в машиностроительной технологии всё шире применяется новый, эффективный способ улучшения качества конструкционных материалов – ионная имплантация [8,9]. Особенно хорошие результаты использования этого метода были получены

при изготовлении лопаток ГТД [10,11]. Применение ионной имплантации при изготовлении деталей агрегатов, работающих в широком температурном диапазоне и зачастую в различных коррозионных средах, открывают широкие возможности в целях повышения долговечности агрегатов, но при этом требует отработки технологического процесса с учетом конкретного технологического исполнения детали, подвергаемой ионной имплантации.

Ионная имплантация – это принудительное проникновение ионов в кристаллические решетки твердых тел. Это проникновение способствует возникновению процессов, несоответствующих законам термодинамики. Таким образом можно искусственно создать в приповерхностных слоях деталей материалы, обладающими уникальными свойствами.

Во время ионной имплантации, ионизированные атомы или молекулы, ускоренные в электрическом поле высокого напряжения, обстреливают поверхность обрабатываемой детали. Во время удара ионы сталкиваются с атомами материала, теряют первоначальную энергию и проникнув вглубь поверхности обрабатываемого материала, останавливаются. Контакты ионов с атомами бывают двух видов: упругие и неупругие. Во время упругого контакта часть своей энергии ионы передают задеваемым атомам и меняют направление движения. Атом, получив удар, передвигается, задевая другие атомы. Таким образом, в микрообъеме с условного места приходит в движение вся атомная цепь. Во время неупругого удара ионы теряют часть своей энергии и выделяют элементарную частицу. Возникает радиоактивное излучение. Проникающие ионы, задевая атомы, движутся ломанной траекторией, пока их энергия не уменьшается до граничных величин.

Под воздействием ионов в кристаллических решетках возникают дефекты, увеличивается скорость и

интенсивность диффузии. Толщина ионизированной поверхности составляет до миллиметра и более. Толщина обрабатываемого слоя зависит от атомной массы и числа имплантируемых ионов, а также от напряжения ускоряющего тока.

Хотя способ ионной имплантации сравнительно новый и является в стадии дальнейших исследований, он уже широко применяется в технике и завоевывает все новые отрасли применения. Например, после имплантации ионами азота чистый армак (железо) свою коррозионную стойкость увеличивает до 4 раз. В приповерхностных слоях металлов после ионной имплантации возникает оксидная пленка, которая препятствует окислению глубинных приповерхностных слоев материала детали во время её технологической обработки. Работоспособность режущих поверхностей фрез имплантированных ионами азота увеличивается в 2 раза. Работоспособность деталей насосов, изготовленных из нержавеющей стали, после имплантации ионами азота увеличивается в несколько раз, при этом сохраняя свои качества нержавеющей стали.

Схема ионного имплантатора представлена на рисунке 5.

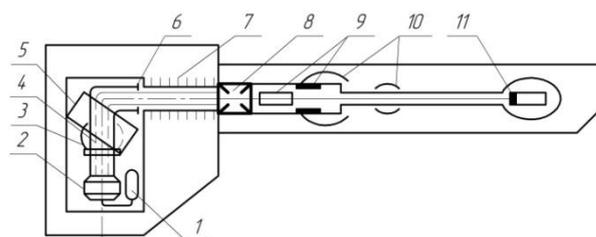


Рисунок 5. Схема ионного имплантатора:

1 – газовая камера, 2 – ионный источник, 3 – вакуумный источник, 4 – луч ионов, 5 – магнит-анализатор, 6 – разделяющая диафрагма, 7 – ионный ускоритель, 8 – электростатическая линза, 9 – горизонтальная и вертикальная направляющие пластинки, 10 – устройство формирования ионного луча, 11 – имплантируемая поверхность детали

Электрическая дуга горит в газе ионизированного металла или в ионизированном газе. Для того, чтобы луч ионов был стабилен, в зону дуги непрерывно подается пар или газ ионизируемого

материала. Газовые имплантируемые материалы (азот, кислород и др.) подаются в зону дуги в натуральном виде. Современные имплантаторы имеют по несколько каналов подключения ионовых сточников, поэтому поверхность изделий можно обрабатывать одновременно ионами нескольких элементов. Из зоны электрической дуги ионы направляются в анализатор. Назначением анализатора является отделение – сепарация нежелательных ионов. Например, из металлов хлоридов возникают ионы хлора, из других материалов ионы окиси углерода, диоксид и другие компоненты, которые необходимо отделить.

Через отверстия диафрагмы ионы попадают в ускоритель (паразитные ионы, движущиеся другими траекториями в диафрагме задерживаются). В ускорителе ионы приобретают необходимую скорость, а электростатические линзы формируют целенаправленный луч. Специальное устройство позволяет регулировать температуру имплантируемой детали.

Общий вид стандартного имплнтатора представлен на рисунке 6.

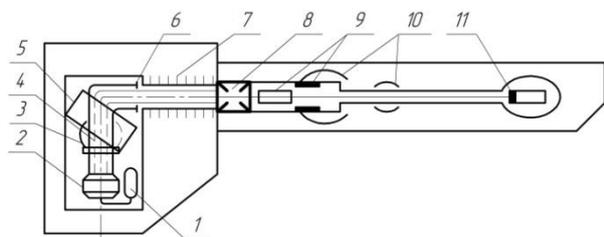


Рисунок 6. Общий вид стандартного имплнтатора

Процесс, близкий к ионной имплантации, есть ионное покрытие. Во время ионного покрытия бомбардирующие ионы не проникают в приповерхностные слои деталей, а только их покрывают. Этим способом можно покрывать металлы, пластмассы, керамику, бумагу и другие материалы.

Ионным покрытием можно увеличить трещиностойкость, прочность и жесткость деталей, увеличить коррозостойкость, выравнять микронеровности.

3 Заключение

Таким образом, комплексные решения вышеописанных конструктивных технологических методов повышения износостойкости поверхностной твердости коррозионностойкости, снижения нагружений растяжений в поверхностном слое на деталях, имеющих ограниченный ресурс и выявляемых соответственно при ресурсных испытаниях, позволяют после внедрения этих мероприятий повысить ресурс гидropневмоагрегатов на 15-18%. Критерием оценки служило количество циклов выдерживаемых агрегатом при одном и том же давлении рабочей среды до отказа. А способы применения технологических методов повышения конкретных деталей агрегатов напрямую зависят от технических возможностей предприятия-изготовителя агрегатов гидropневмоаппаратуры.

Список использованных источников

- [1] Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике – М. Мир, 1975 – 541с.
- [2] Casciaro P. Cascilini L.A. Mixed formulation and mixed finite elements for limit analysis//int. S.Num.Meth.Eng. – 1982– 18, №2, P. 211-243.
- [3] Беркович И.И., Трибология. Физические основы, механика и технические приложения: Учебник для вузов / Беркович И.И., Громаковский Д.Г. Под ред. Д.Г. Громаковского; – Самара: Самар. гос. техн. ун-т. Самара, 2000. – 268 с.
- [4] Пачурин Г.В. Микромеханизмы высокотемпературной усталости и ползучести металлов и сплавов: учебное пособие. / Пачурин Г.В., Шевченко С.М., Дубинский В.Н., Власов О.В – Н. Новгород: НГТУ, 2006. – 131 с.
- [5] Торбило В.М. Алмазное выглаживание. – М.: Машиностроение, 1972. – 105 с.
- [6] Смелянский В. М. Механика упрочнения деталей поверхностным пластическим деформированием - М.: Машиностроение, 2002. - 299 с.
- [7] Определение рациональных условий обработки на операциях точения и растачивания [Электронный ресурс] электрон метод. указания к лаб. работам / сост. Д. Л. Скуратов, Е. А. Буланова, А. Н. Швецов – М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т). – Электрон. текстовые и граф. дан. (7,07 Мбайт). - Самара, 2013. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

- [8] Ian G. Brown, Editor, The Physics and Technology of Ion Sources, John Wiley & Sons, New York, 1989, 464 pages
- [9] Х. Риссел. Ионная имплантация / Х. Риссел, И. Руге; Перевод с нем. В. В. Климова, В. Н. Пальянова. - М.: Наука, 1983. - 360 с.
- [10] Гусева М. И., Носков А. Н., Сулима А. М. и др. Ионное легирование жаропрочных сплавов для лопаток ГТД // Авиационная промышленность. – 1988. – № 5. С. 65.

INCREASING THE SERVICE LIFE OF THE CONSTRUCTIVE ELEMENTS OF THE HYDRO-PNEUMATIC FIXTURES FOR CRAFTS AND FLIGHT-TYPE ENGINES

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

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

ermilova6488@gmail.com

The article discusses methods for estimation the loaded deformation state of structural elements of hydro-pneumatic fixtures using modern software application. It also shows a complex approach to the use of constructive and technological methods of increasing the durability of details. The possibility of using the method of diamond burnishing is considered on the example of hardening the surface of the valve body and flang. Also, this method is compared with other known technological methods of surface hardening.

Keywords: loaded deformation state; constructive solution; diamond burnishing; potential fracture zone; stress concentrators

References

- [1] Zenkevich O. Metod konechnyh elementov v tekhnike [The finite element method in technology] - Moscow: Mir Publ., 1975 - 541p.
- [2] Casciaro P. Cascilini L.A. Mixed formulation and mixed finite elements for limit analysis//int. S.Num.Meth.Eng. – 1982– 18, №2, P. 211-243.
- [3] Berkovich I.I. Tribologiya. Fizicheskie osnovy, mekhanika i tekhnicheskie prilozheniya [Tribology. Physical fundamentals, mechanics and engineering applications]: Textbook for universities / Berkovich I.I., Gromakovskij D.G. – Samara: Samara State Technical University Publ., 2000 – 268 p.
- [4] Pachurin G.V. Mikromekhanizmy vysokotemperaturnoj ustalosti i polzuchesti metallov i splavov [Micromechanisms of high-temperature fatigue and creep of metals and alloys]: Textbook / Pachurin G.V., SHEvchenko S.M., Dubinskij V.N., Vlasov O.V. – N. Novgorod: Nizhny Novgorod State Technical University Publ, 2006 .– 131 p.
- [5] Torbilo V.M. Almaznoe vyglazhivanie [Diamond burnishing] – Moscow: Mechanical Engineering Publ., 1972 - 105 p.
- [6] Smelyanskij V. M. Mekhanika uprochneniya detalej poverhnostnym plasticheskim deformirovaniem [Mechanics of details hardening by surface plastic deformation] / VM Smelyanskiy. – Moscow: Mashinostroenie Publ, 2002 .– 299 p.
- [7] Opredelenie racional'nyh uslovij obrabotki na operacijah tocheniya i rastachivaniya [Determination of efficient processing conditions for turning and boring operations] [Electronic resource]: electronic laboratory operations manual / Skuratov L., Bulanova E. A., Shvetsov A. N. – Ministry of Education and Science of the Russian Federation, Samara State Aerospace University named after S.P. Korolev (National Research University) – Electron. text and graph data (7.07 MB). - Samara, 2013.- (1 CD-ROM).
- [8] Ian G. Brown, Editor, The Physics and Technology of Ion Sources, John Wiley & Sons, New York, 1989, 464 p.
- [9] H. Rissel, I. Ruge, Ion implantation, Translation from German by V. V. Klimov, V. N. Palyanova. – Moscow: Nauka Publ, 1983 .-- 360 p.
- [10] Guseva M.I., Noskov A. N., Sulima A. M. Ionnoe legirovanie zharoprochnyh splavov dlya lopatok GTD [Ion-implantation process of heat-resistant alloys for GTE blades] // Aviacionnaya promyshlennost [Aviation industry]. – 1988. – №5. P. 65.

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ И ПРОВЕДЕНИЯ УСКОРЕННЫХ РЕЗОНАНСНЫХ ИСПЫТАНИЙ НА НАДЕЖНОСТЬ КЛАПАННЫХ ПРУЖИН ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

В. В. Бирюк,
А. А. Горшкалев,
М. О. Захаров,
В. Л. Ларин

Самарский университет

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

mzakharob95@gmail.com

На основании имеющихся теоретических выкладок и методик определения собственных частот была разработана и апробирована методика определения собственных частот клапанных пружин двигателей внутреннего сгорания. В ходе выполнения данной работы были получены следующие результаты: разработана методика по определению собственных частот клапанных пружин двигателя внутреннего сгорания, проведено экспериментальное исследование по определению собственных частот двигателя внутреннего сгорания.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания; пружины клапанные; частота собственная; испытательная установка

1 Введение

Мировые тенденции развития двигателестроения требуют ускорения процесса разработки, испытаний и производства двигателей. Внедрение ускоренных резонансных испытаний способствует сокращению времени на проведение испытаний, в сравнении с традиционными методами, а также позволяет сократить экономические затраты. Одним из важных этапов проведения ускоренных резонансных испытаний является определение собственных частот исследуемого объекта.

Как известно газораспределительный механизм двигателя внутреннего сгорания оснащён клапанными пружинами, обеспечивающими открытие и закрытие впускных и выпускных клапанов. В зависимости от конструкции двигателя, в нём может одновременно находиться разное количество пружин. В рамках настоящей работы объектом исследований являются клапанные пружины восьмиклапанного, четырёхтактного двигателя внутреннего сгорания. К каждому из клапанов конструкционно относится по одной

пружине. Всего в газораспределительном механизме насчитывается 8 клапанных пружин.

В основе работы лежит экспериментальное исследование собственных (резонансных) частот клапанных пружин двигателей внутреннего сгорания [1].

Процедуру проведения резонансных испытаний клапанных пружин по предлагаемой методике можно разделить на два этапа:

1. Определение резонансных (собственных) частот клапанных пружин.

2. Проведение ускоренных резонансных испытаний клапанных пружин на надёжность на выявленных частотах.

Резонансные (собственные) частоты клапанных пружин определяются по средствам имитации реальных условий работы газораспределительного механизма двигателя внутреннего сгорания на безмоторном стенде испытаний головок блоков цилиндров. Определение резонансных (собственных) частот производилось с помощью измерительного оборудования фирмы «Брюль и Кьер» на безмоторном стенде испытания головок блока цилиндров.

2 Определение собственных частот клапанных пружин двигателя внутреннего сгорания

Определение резонансных режимов работы клапанных пружин и их собственных частот производится на безмоторном стенде испытания головок блока цилиндров при плавном разгоне распределительного вала головки блока цилиндров во всем рабочем диапазоне частот двигателя (для большинства двигателей от 30 до 200 Гц). При использовании данного метода, в процессе измерений, по средствам акселерометра, определяется зависимость виброускорения (m/s^2 или g) от частоты вращения коленчатого вала (об/мин или Гц). После анализа результатов измерений, по полученным зависимостям определяются резонансные режимы работы (собственные частоты) клапанных пружин. Критерием назначения резонансного режима служит двух и более кратное скачкообразное возрастание среднеквадратичного значения (амплитуды) виброускорений на исследуемой частоте [3].

Испытательный стенд состоит из станины, на которую устанавливается головка блока цилиндров в сборе, электромотора, который приводит в движение распределительный вал головки блока цилиндров, пульта управления электродвигателем, системы подогрева смазывающего масла, для обеспечения температурного режима, измерительных датчиков и регистрирующей аппаратуры. Внешний вид испытательного стенда представлен на рисунке 1.

Схема измерительной цепи и подключения измерительных приборов представлена на рисунке 2.



Рисунок 1. Внешний вид испытательного стенда

Схема проведения измерений



Рисунок 2. Внешний вид измерительной цепи

Методика определения резонансных режимов работы и проведения ускоренных резонансных испытаний клапанных пружин заключается в следующем:

1. Установить головку блока цилиндров с испытуемыми пружинами на безмоторный стенд испытания головок блока цилиндров.

2. Установить контрольный датчик (акселерометр типа 4371 фирмы «Брюль и Кьер») на корпус головки блока цилиндров. Подключить акселерометр через конвертор сигнала к виброанализатору (типа 3660С фирмы «Брюль и Кьер»).

3. Установить оптический тахометр (типа 2981 фирмы «Брюль и Кьер») для определения частоты вращения распределительного вала. На шкив распределительного вала устанавливается метка для считывания показателей скорости вращения вала оптическим тахометром. Подключить оптический тахометр к виброанализатору (типа 3660С фирмы «Брюль и Кьер»).

4. Подключить виброанализатор (типа 3660С фирмы «Брюль и Кьер») к персональному компьютеру с предустановленным программным обеспечением PULSEREFLEX.

5. Установить диапазон скоростей вращения распределительного вала на безмоторном стенде в соответствии с диапазоном скорости вращения распределительного вала соответствующего двигателя на стойке управления стендом (с помощью цифрового тахометра ВЕХА-Т).

6. Имитация рабочих условий для объекта испытаний производится с помощью нагревательных элементов, входящих в состав безмоторного стенда испытания головок блока цилиндров для поддержания рабочей температуры масла в заданном диапазоне. Измерение температуры смазывающего масла производится с помощью термопары ДТПЛ 054.

7. Замеры производятся при плавном разгоне распределительного вала от минимальных оборотов до максимальных в течение 200 секунд, при этом фиксируется частота, максимальное среднеквадратичное значение (СКЗ) виброускорений на данной частоте и общий уровень СКЗ виброускорений на каждом резонансном режиме.

8. Измерения выполняются в трех взаимно перпендикулярных направлениях. Обозначение направлений:

- Z - вертикальное.
- Y - поперечное;
- X - продольное.

9. Расчёт длительности ускоренных испытаний клапанных пружин на надёжность производится в соответствии с методом Вёллера. Для деталей из металлов обязательным условием безотказной работы является работа без поломок на резонансном режиме с минимальным количеством 107 циклов. Длительность проведения испытаний на резонансных режимах рассчитывается исходя из материала изделия и частоты резонансного режима [2, 3].

Формула для расчета продолжительности проведения испытаний, ч:

$$t_{ч} = \frac{10^7}{v \cdot 3600}$$

где v – резонансная частота в Гц.

9. В ходе проведения ускоренных испытаний клапанных пружин на надёжность на безмоторном стенде рекомендуется производить мониторинг отслеживания состояния объектов испытания не менее 1 раза за 4 часа наработки или чаще (при необходимости). При этом контроль состояния клапанных пружин осуществляется отслеживанием резонансного режима работы, а также общего уровня СКЗ виброускорений. При необходимости осуществляется корректировка резонансного режима работы.

10. Свидетельством начала разрушения клапанных пружин во время испытаний является сдвиг резонансной частоты в область низких частот с последующим падением уровня виброускорений на резонансной частоте и общего СКЗ виброускорений в спектре 0-200 Гц.

Критерием выбора режима для проведения испытаний является наличие собственной (резонансной) частоты, величина которой превышает 10 м/с² и попадающей в рабочий диапазон исследуемого двигателя внутреннего сгорания.

Максимальная частота вращения коленчатого вала исследуемого двигателя внутреннего сгорания 5800 об/мин

коленчатого вала, чему соответствует 2900 об/мин вращения распределительного вала.

3 Результаты определения собственных частот клапанных пружин двигателя внутреннего сгорания

Полученные в ходе определения собственных частот клапанных пружин двигателя внутреннего сгорания результаты были обработаны в программном обеспечении PULSEREFLEX [4]. Внешний вид полученных результатов представлен на рисунках 3 и 4.

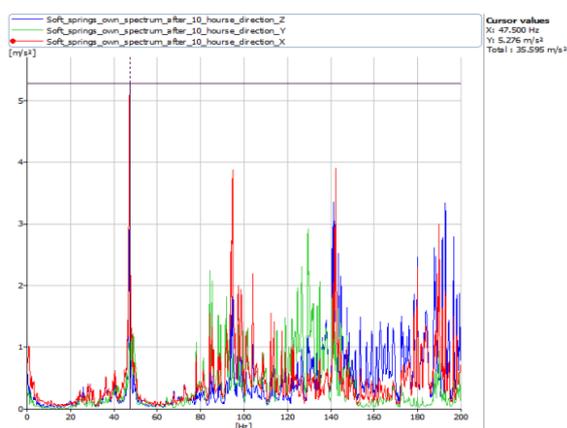


Рисунок 3. Внешний вид виброускорения в спектре (м/с^2) клапанных пружин в зависимости от частоты (Гц)

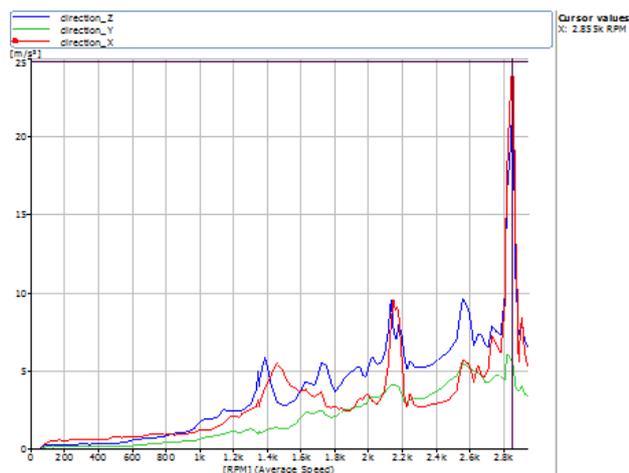


Рисунок 4. Внешний вид виброускорения (м/с^2) клапанных пружин в зависимости от частоты вращения распределительного вала (об/мин)

Исходя из полученной зависимости был определен режим проведения ускоренных резонансных испытаний. При частоте

вращения распределительного вала 2853 об/мин (47,5 Гц) наблюдается возникновение резонансного режима работы клапанных пружин всех трех направлений X, Y, Z.

4 Заключение

В данной работе представлены результаты разработки и апробирования методики определения резонансных частот работы клапанных пружин двигателя внутреннего сгорания. Для исследуемого четырехтактного восьмиклапанного двигателя внутреннего сгорания с рабочим диапазоном от 0 до 5800 обмин было проведено определение собственных (резонансных) частот клапанных по предлагаемой методике. Для исследуемых клапанных пружин величина собственной частоты составила 47,5 Гц или 2853 об/мин. Для подтверждения полученных результатов и апробирования методики проведения ускоренных резонансных испытаний на надежность необходимо проведение дополнительных исследования.

Список использованных источников

- [1] Ричард Бейкер Введение в теорию виброиспытаний. Ling Dynamics Systems, 2014. – 44 с.
- [2] Феодосьев В. И. Сопротивление материалов. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1999. С. 479—483.
- [3] Гольдин А.С. Вибрация роторных машин. - М.: Машиностроение, 2000. - 344 с.
- [4] Brüel & Kjær Pulsereflex software manual. Brüel & Kjær, 2017. – 151 с.

DEVELOPMENT OF A METHOD FOR DETERMINING EIGENFREQUENCIES AND CARRYING OUT ACCELERATED RESONANCE TESTS FOR RELIABILITY OF VALVE SPRINGS OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

**Biryuk V.V.,
Gorshkalev A.A.,
Zakharov M.O.,
Larin V. L.**

Samara National Research University

34, Moskovskoe shosse, Samara,
443086, Russian Federation

mzakharob95@gmail.com

Based on the available theoretical calculations and methods for determining natural frequencies, a method for determining the natural frequencies of valve springs of internal combustion engines was developed and tested. In the course of this work, the following results were obtained: a method was developed for determining the natural frequencies of the valve springs of an internal combustion engine, an experimental study was carried out to determine the natural frequencies of an internal combustion engine.

Keywords: *Internal combustion engine; valve springs; natural frequency; test rig*

References

- [1] Richard Baker Introduction to vibration test theory. Ling Dynamics Systems, 2014 .- 44 p.
- [2] Feodosiev V.I. Resistance of materials. - M .: Publishing house of MSTU n. N. E. Bauman, 1999. - 479-483 p.
- [3] Goldin A.S. Vibration of rotary machines. - M .: Mashinostroenie, 2000 .- 344 p.
- [4] Brüel & Kjær Pulsereflex software manual. Brüel & Kjær, 2017. – 151 p.