

# DYNAMICS AND VIBROACOUSTICS

Volume 3, No 2

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

published by  
Samara University



<http://dynvibro.ru>

**Главный редактор**

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

**Заместители главного редактора:**

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

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

**Технический редактор**

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

**Ответственный секретарь**

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

**Российские члены редакционного совета:**

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

**Иностранные члены редакционного совета:**

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

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

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

**Линияма М.** - профессор технологического университета г. Тампере (Финляндия);

**Мюренхоф Х.** - профессор, Рейнско-Вестфальский технический университет г. Ахен (Германия);

**Рафиков М.** - профессор, федеральный университет АВС (г. Сан-Паоло, Бразилия);

**Стелсон К.** - профессор, университет Миннесоты (США);

**Стричек Я.** - профессор, Вроцлавский технологический университет (г. Вроцлав, Польша);

**Шайдл Р.** - профессор, университет Йохана Кеплера г. Линц (Австрия).

**Editor-in-Chief**

**E.V. Shakhmatov** - *D.Eng.Sc., prof. (Samara University, Samara, Russian Federation).*

**Deputy Editors-in-Chief:**

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

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

**Technical Editor**

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

**Executive Editor**

**M.A. Mukhametzyanova** (*Samara University, Samara, Russian Federation*).

**Editorial office Russian members:**

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

**Editorial office foreign members:**

**A.Vacca** - *associate professor (Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA);*

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

**P.Cruz** - *professor, head of the pneumatic and hydraulic mechatronic systems department (Linköping University, Linköping, Sweden);*

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

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

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

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

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

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

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.

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

ДВУХДЛИННОВОЛНОВЫЙ СПЕКЛ-ИНТЕРФЕРОМЕТР ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ  
ВИБРАЦИЙ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

*Жужукин А.И.*

6

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ГЛУШИТЕЛЯ ШУМА НА ДИНАМИКУ И  
АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛЯТОРА  
ДАВЛЕНИЯ

*Иголкин А.А., Афанасьев К.М., Шахматов Е.В., Стадник Д.М.*

12

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИХРЕВЫХ ПУЛЬСАЦИЙ В ГАСИТЕЛЕ ШУМА  
ТРУБОПРОВОДА

*Романов К.А., Макарьянц Г.М.*

21

МЕТОДИКА РАЗРАБОТКИ ГАСИТЕЛЯ ПУЛЬСАЦИЙ ДЛЯ РЕГУЛЯТОРОВ ДАВЛЕНИЯ

*Крючков А.Н., Баляба М.В., Ермилов М.А., Шабанов К.Ю.*

33

КРЕСТООБРАЗНАЯ СТРУКТУРА СЕЧЕНИЯ ЛАЗЕРНОГО ПУЧКА ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ  
РАССТОЯНИЯ И ОРИЕНТАЦИИ МАНИПУЛЯТОРА РОБОТА

*Гришианов В.Н.*

42

ОАО «КУЗНЕЦОВ»  
Заводское шоссе, 29  
г. Самара, Российская Федерация  
443009  
[cntkknio@yandex.ru](mailto:cntkknio@yandex.ru)

## ДВУХДЛИННОВОЛНОВЫЙ СПЕКЛ-ИНТЕРФЕРОМЕТР ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРАЦИЙ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

*Для исследования вибраций деталей газотурбинных двигателей разработан спекл-интерферометр, в оптическую схему которого включены два источника лазерного излучения с разной длиной волны. Это позволило повысить точность измерения вибраций за счёт увеличения количества экспериментальных точек. Построена этюра вибросмещений входной кромки лопатки компрессора 7-й ступени по второй изгибной форме с использованием спекл-интерферограмм, полученных при разной длине волны применяемого лазерного излучения.*

**Ключевые слова:** виброметрия; спекл-интерферометрия; лазерные спеклы.

### 1 Введение

Анализ эксплуатационной надёжности газотурбинных двигателей (ГТД) показывает, что в большинстве случаев их работоспособность и ресурс определяется состоянием лопаток компрессора и турбины. Наиболее опасными дефектами этих деталей являются усталостные трещины, вызванные резонансными явлениями. Совпадение частоты возбуждающей силы с одной из собственных частот вызывает появление резонанса. При резонансе амплитуда колебаний возрастает, что может привести к быстрой поломке лопатки. Поэтому при проектировании и доводке компрессора или газовой турбины необходимо исследование вибрационных характеристик лопаток для того, чтобы по возможности отстроить их от частот возмущающих сил на рабочих режимах двигателя.

Резонансные частоты и формы колебаний деталей газотурбинных двигателей определяют расчётными и экспериментальными методами. Несмотря на трудоёмкость и высокую стоимость эксперимента, подтверждение результатов математического моделирования экспериментальными методами остаётся обязательным условием достижения требуемого уровня надёжности лопаток ГТД. В настоящее время к наиболее эффективным экспериментальным методам определения вибрационных характеристик

деталей относятся методы цифровой спекл-интерферометрии [1-3]. В большинстве применяемых на практике цифровых спекл-интерферометров (ЦИ) используется установка с гладким опорным пучком и разделёнными ветвями, заимствованная из голографической интерферометрии. Оптическая схема такого интерферометра достаточно сложна и может быть собрана на специальном интерферометрическом столе, что ограничивает применение этого устройства только условиями специализированной лаборатории.

В работе [4] разработан ЦИ, оптическая схема которого значительно упрощена за счёт использования спекл-модулированного опорного пучка, сформированного с помощью фазового объекта – диффузора, расположенного перед исследуемым объектом. В этой работе реализован метод вычитания изображений. Характеристическая функция получаемой таким образом спекл-интерферограммы описывается следующим выражением:

$$M_i(x, y) = \left| J_0 \left[ \frac{4\pi A(x, y)}{\lambda} \right] \right|, \quad (1)$$

где  $J_0$  - функция Бесселя первого рода нулевого порядка;  $A(x, y)$  - амплитуда колебаний поверхности в точке  $(x, y)$ ;  $\lambda$  - длина волны используемого лазерного излучения.

При этом методе регистрации распределение амплитуд колебаний

исследуемого объекта восстанавливается по характеристической функции, описываемой формулой (1). Ввиду того, что  $J_0(0) = 1$ , узловые линии, которые соответствуют нулевой амплитуде колебаний, имеют максимальную яркость. Тёмные полосы на спекл-интерферограмме соответствуют нулям функции Бесселя. Для определения амплитуды колебаний точек поверхности, принадлежащих тёмной интерференционной полосе с установленным порядком, необходимо взять численное значение соответствующего нуля характеристической функции, приравнять его к величине  $\left(\frac{4\pi A(x, y)}{\lambda}\right)$  и рассчитать величину амплитуды  $A(x, y)$  колебаний. Значения амплитуд вибро смещений между линиями центров тёмных полос определяются методами интерполяции. В дальнейшем поле деформаций получают с помощью дифференцирования поля вибро смещений. В этой связи точность вычисления поля

вибро смещений определяет точность расчёта деформаций, а также напряжений во всех точках поверхности исследуемой детали. Поэтому для повышения точности измерений необходимо иметь как можно больше экспериментальных точек.

Целью настоящей работы является увеличение количества экспериментальных точек для вычисления амплитуд вибро смещений при проведении динамических испытаний деталей методом спекл-интерферометрии.

## 2 Экспериментальная часть

Для решения этой задачи в ОАО «КУЗНЕЦОВ» на базе ЦСИ с совмещёнными пучками и спекл-модулированной опорной волной разработана установка, в оптической схеме которой используются два источника когерентного излучения с разной длиной волны (рисунок 1).

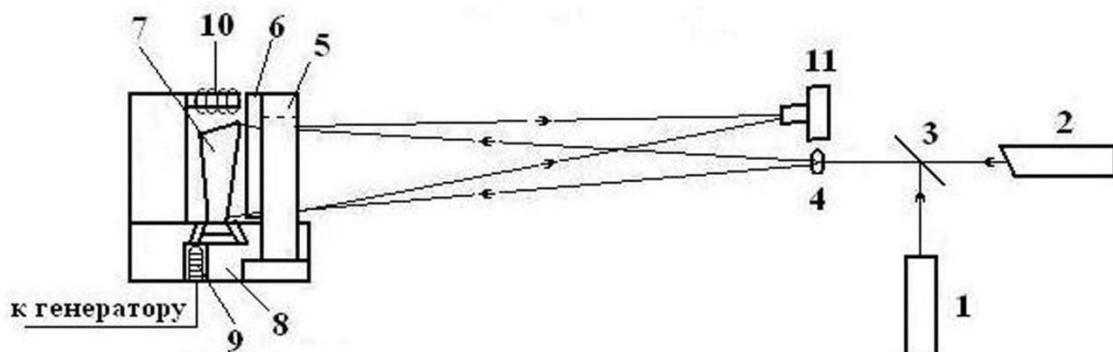


Рисунок 1. Оптическая схема двухдлинноволнового ЦСИ с совмещёнными пучками и спекл-модулированной опорной волной: 1 – лазер SLM – 417; 2 – лазер ЛГН -222; 3 – светоделитель; 4 – расширитель пучка; 5 – держатель диффузора; 6 – диффузор; 7 – исследуемая деталь; 8 – зажимное устройство; 9 – пьезовозбудитель; 10 – электромагнит; 11 – фотокамера

Установка работает следующим образом. Лучи света твёрдотельного лазера 1 ( $\lambda_1 = 532$  нм) и гелий-неонового лазера 2 ( $\lambda_2 = 632,8$  нм) совмещаются с помощью светоделителя 3 и, проходя расширительную линзу 4 и диффузор 6, освещают поверхность исследуемого объекта 7. В качестве объекта исследования выбрана лопатка компрессора 7-й ступени. При этом

лопатка крепится в зажимном устройстве 8 и возбуждается с помощью пьезоэлемента 9. Для получения спекл-интерферограмм реализуется метод вычитания изображений. В этом случае колеблющаяся лопатка 7 регистрируется фотокамерой 11 сначала при освещении лазером 1, при этом излучение от лазера 2 перекрывается. После этого путём перемещения диффузора 6 вдоль оптической оси с помощью электромагнита 10 фаза

спеклов меняется на  $\pi$ , и полученная картина снова записывается фотокамерой 11. Затем оба изображения передаются в компьютер, где и производится вычитание зарегистрированных изображений по модулю. Чтобы получить спекл-интерферограмму с помощью лазера 2

( $\lambda_2 = 632,8$  нм), необходимо перекрыть излучение от лазера 1 и повторить процедуру. В результате в памяти компьютера записываются две спекл-интерферограммы колеблющейся лопатки, записанные на разных длинах волн (рисунок 2).

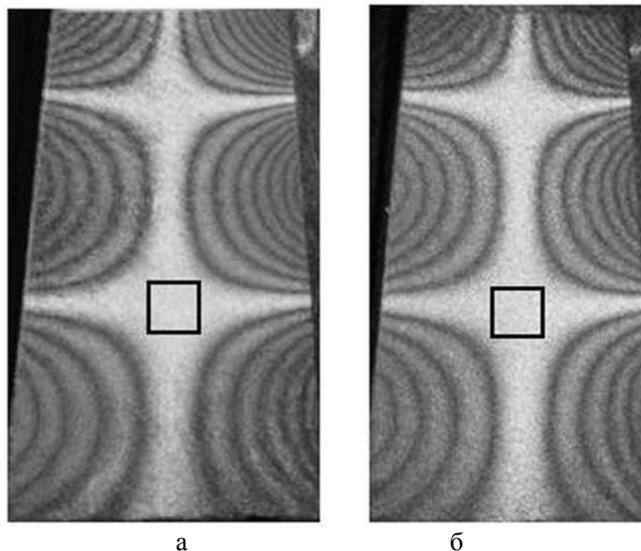


Рисунок 2. Спекл – интерферограммы колеблющейся на частоте 5701 Гц лопатки 7-й ступени компрессора, полученные с помощью установки (Рисунок 1): а)  $\lambda_1=532$  нм; б)  $\lambda_2=632,8$  нм

Как известно, поперечные размеры спеклов, регистрируемых видеосистемой, определяются следующим образом:

$$b = 1,22\lambda(1 + M)N_a, \quad (2)$$

где  $M$  – увеличение объектива;  $N_a$  – отношение фокусного расстояния используемого объектива к его апертуре. Следовательно, согласно выражению (2), при одних и тех же условиях регистрации размеры спеклов на спекл-интерферограммах, полученных при зелёном

излучении ( $\lambda_1 = 532$  нм), будут меньше, чем при красном излучении ( $\lambda_2 = 632,8$  нм), а значит интерферограмма будет более мелкозернистой. Как показано в работе [5], в областях узловых линий на спекл-интерферограммах яркость изображения определяется присутствующими спекл-шумами. На рисунке 3 приведены в увеличенном виде фрагменты узловых линий, отмеченных на рисунке 2.

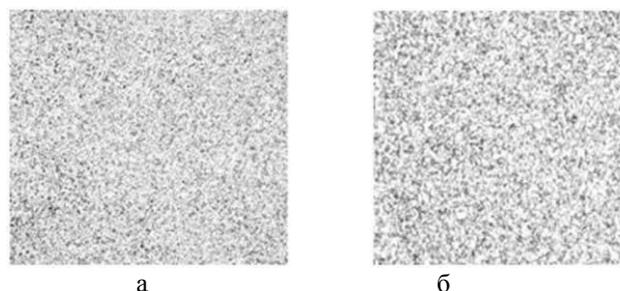


Рисунок 3. Увеличенные фрагменты узловой линии на спекл-интерферограмме: а -  $\lambda_1=532$  нм; б -  $\lambda_2=632,8$  нм

Кроме того, проведённые измерения показали, что на спекл-интерферограмме, полученной при зелёном излучении, дисперсия шума в среднем на 30 % меньше, чем при использовании красного излучения.

В ходе дальнейших исследований регистрировалась форма колебаний лопатки по второй изгибной форме (рисунок 4).

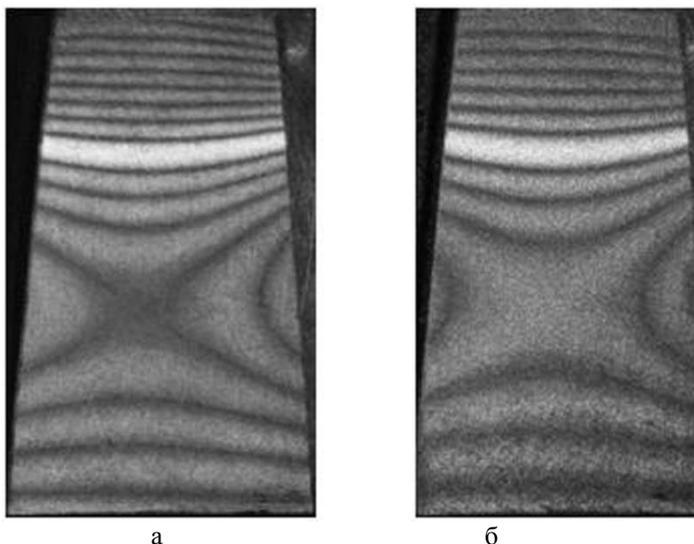


Рисунок 4. Спекл – интерферограммы колеблющейся на частоте 2233 Гц лопатки 7-й ступени компрессора, полученные с помощью установки (рисунок 1): а -  $\lambda_1=532$  нм; б -  $\lambda_2=632,8$  нм

Для построения эпюры вдоль выбранного сечения определялись координаты центров интерференционных полос и по номеру интерференционной полосы устанавливались значения амплитуд колебаний в точках с этими координатами. В данной работе для этих целей использован

алгоритм, описанный в работе [6]. На рисунке 5 приведён график эпюры вибросмещений лопатки по входной кромке, построенной с использованием спекл-интерферограмм, представленных на рисунке 4.

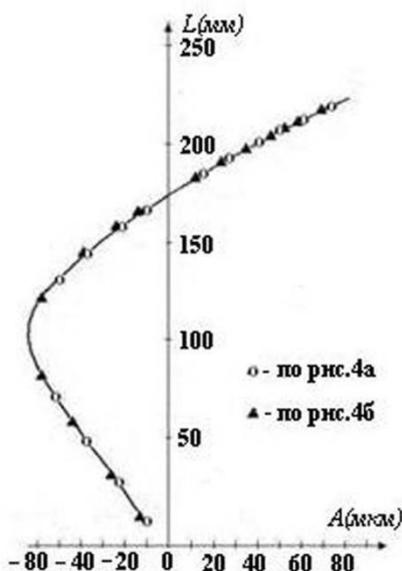


Рисунок 5. Эпюра вибросмещений входной кромки лопатки компрессора 7-й ступени, колеблющейся на частоте 2233 Гц

Из рисунка 5 видно, что значения вибросмещений по входной кромке, полученные из рисунка 4 лежат на одной кривой. Поскольку координаты центров полос определялись недостаточно точно, то в отдельных точках имеют место отклонения от графика кривой. Тем не менее, использование двухдлинноволнового ЦСИ даёт возможность получать дополнительные экспериментальные точки, что позволяет более точно построить эпюру вибросмещений.

### 3 Заключение

Разработан спекл-интерферометр для исследования вибрационных характеристик деталей, в оптическую схему которого включены два источника лазерного излучения с разной длиной волны.

Проведена апробация разработанной установки при проведении вибрационных испытаний лопатки компрессора 7-й ступени.

Установлено, что дисперсия спекл-шума на интерферограмме, полученной при использовании зелёного излучения ( $\lambda_1 = 532$  нм), снижается в среднем на 30% по сравнению с интерферограммой, полученной использованием красного излучения  $\lambda_2 = 632,8$  нм.

Применение разработанной установки позволило увеличить количество экспериментальных точек для построения эпюры вибросмещений по входной кромке лопатки.

### Список использованных источников

- [1] Джоунс Р, Уайкс К. Голографическая и спекл – интерферометрия. М.: Мир, 1986. 328с.
- [2] Комаров С.Ю., Прокофьев А.Б., Шапошников Ю.Н., Щеглов Ю.Д. Исследование колебаний трубопровода методом цифровой спекл-интерферометрии // Известия Самарского научного центра Российской академии наук, 2002. Т.4. № 1. С. 87 - 90.
- [3] Журавлёв О.А., Шахматов Е.В., Крючков А.Н., Быстров Н.Д., Долгов А.И. Особенности цифрового спекл-интерферометра для определения

вибрационных характеристик высоконагруженных элементов авиационного топливного насоса // Известия вузов. Авиационная техника, 2009. №4. С. 57 – 59.

[4] Жужукин А.И., Соляников В.А. Особенности применения цифровой фотокамеры в оптической схеме спекл-интерферометра для виброметрии деталей газотурбинных двигателей // Известия Самарского научного центра Российской академии наук, 2013. Т.15. № 4. С.192 - 195.

[5] Жужукин А.И. Применение спекл-интерферометрии для исследования вибраций и статических деформаций деталей энергетических установок // Вестник Самарского государственного университета – Естественнонаучная серия, 2013. - №9/2 (110). - С. 80 – 86.

[6] Щеглов Ю.Д. Обработка спекл-изображений с использованием псевдоинтерферограмм // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва, 2012. - №3(34). - С. 125 – 132.

## DOUBLE LONG-WAVELENGTH SPECKLE INTERFEROMETER FOR GAS-TURBINE ENGINE PARTS VIBRATION RESEARCH

A.I. Zhuzhukin

JSC KUZNETSOV  
Zavodskoye Shosse, 29  
Samara, Russian Federation  
443009  
[cntkknio@yandex.ru](mailto:cntkknio@yandex.ru)

*To investigate gas-turbine engine parts vibration speckle interferometer has been developed, an optical scheme of which includes two sources of laser radiation with different wave length. This has made it possible to increase vibration measurement accuracy due to experimental points number increase. A diagram of the 7-th stage compressor blade inlet edge vibratory displacements has been plotted according to the second flexural mode using speckle interferograms obtained at different length of the applied laser radiation.*

**Key words:** vibrometry, speckle interferometry, laser speckles.

### References

- [1] Jones, R. and Wykes, C. (1986), Holographic and speckle interferometry, Moscow, *Mir*, 328 p.
- [2] Komarov, S.Iu., Prokophiev, A.B., Shaposhnikov, Iu.N., Shcheglov, Iu.D. (2002), Pipeline vibration research by digital speckle interferometry method, *Izvestija Samarskogo nauchnogo centra Rossijskoj akademii nauk*, vol. 4, no.1, pp. 87-90.
- [3] Zhuravlev, O.A., Shakhmatov, E.V, Kruchkov, A.N., Bystrov, N.D., Dolgov, A.I. (2009), Main features of digital speckle interferometer for definition of high-loaded aircraft fuel pump elements vibration characteristics, *Izvestija vuzov. Aviazionnaja tehnika*, no. 4, pp. 57 – 59.
- [4] Zhuzhukin, A.I., Solyannikov, V.A. (2013), The utilization peculiarities of digital camera in the optical scheme of speckle pattern interferometer for vibrometry of gas turbine engines parts, *Izvestija Samarskogo nauchnogo centra Rossijskoj akademii nauk*, vol. 15, no. 4, pp. 192 - 195.
- [5] Zhuzhukin, A.I. (2013), Application of speckle interferometry for research of electric power plant parts vibration and static deformation, *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo universiteta*, no. 9/2 (110), pp. 80 – 86.
- [6] Shcheglov, Iu.D. (2012), Processing speckle images using pseudo-interferograms, *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo ajerokosmicheskogo universiteta im. akademika S.P. Koroljova*, no. 3(34), pp. 125 – 132

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ГЛУШИТЕЛЯ ШУМА НА ДИНАМИКУ И АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ

*В системах газораспределения основной причиной шума является редуцирование природного газа через запорно-регулирующие элементы агрегатов системы. Для снижения шума регулятора давления применяют специальные глушители, представляющие собой совокупность дроссельных шайб. Установка таких устройств может приводить к нарушению функционирования агрегата. В связи с этим возникает необходимость в исследовании характеристик регулятора с глушителем шума с целью выбора его параметров, при которых сохраняется требуемое качество регулирования и обеспечивается снижение шума.*

**А.А. Иголкин,  
К.М. Афанасьев,  
Е.В. Шахматов,  
Д.М. Стадник**

Самарский национальный  
исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва,  
Московское шоссе, 34,  
г. Самара, Российская Федерация,  
443086

[kirill.m.afanasev@ssau.ru](mailto:kirill.m.afanasev@ssau.ru)

*В данной работе в качестве модели регулятора давления природного газа выступает редуцирующий пневмоклапан аналогичной схемы с установленным в отводящей магистрали глушителем шума. Увеличение выходного импеданса системы привело к потере устойчивости и точности регулирования. В связи с этим для анализа влияния глушителя шума на статические и динамические характеристики редуцирующего пневмоклапана использовалась разработанная ранее математическая модель данной системы, которая реализована в программе Simulink. Для определения уровня шума, генерируемого системой, разработана программа его расчета в среде Matlab.*

*В результате моделирования получены зависимости основных рабочих параметров системы от площади проходного сечения глушителя. Проанализировано влияние глушителя шума на качество переходных процессов. Рассчитаны области устойчивости в пространстве параметров регулятора и глушителя шума. Проведена оценка влияния глушителя шума на запасы устойчивости системы. Определены значения площади проходного сечения глушителя, обеспечивающие наименьший уровень шума, генерируемый элементами системы.*

*Для верификации разработанной математической модели проведены экспериментальные исследования на созданном модельном пневматическом стенде. Результаты теоретических исследований хорошо согласуются с полученными экспериментальными данными.*

**Ключевые слова:** регулятор давления, глушитель, линия обратной связи, устойчивость системы, определитель матрицы Гурвица, акустическая мощность.

### 1 Введение

Пневматические и газовые системы широко распространены во всем мире. Природный газ используется повсеместно для отопления домов, подогрева воды и для приготовления пищи. Также практически везде газ используется в качестве топлива для автомобилей, электростанций, в химической

промышленности – в качестве сырья при производстве пластика. Исходя из широкого круга применения газовых систем, их стабильная и комфортная для окружающих работа очень важна, так как неправильное функционирование подобных систем может привести к большим разрушениям и вреду для людей.

Одним из наиболее важных агрегатов в пневматических и газовых системах является регулятор давления, который используется в различных отраслях промышленности для управления давлением. Основной трудностью при проектировании регуляторов является достижение высокой точности регулирования наряду с устойчивой работой системы и малым уровнем шума и вибрации. Автоколебания клапана регулятора, происходящие при циклическом открытии/закрытии клапана, при вибрации тарели клапана или при биении клапана о седло [1], являются источниками шума и вибрации в присоединенной системе. Для снижения шума и вибрации в систему устанавливаются специальные глушители или демпферы. Исследованию подобных конструкций посвящено немало статей, в том числе и [2], где проводилось экспериментальное исследование и CFD моделирование системы регулятора и перфорированных дроссельных шайб-демпферов (глушителей). Работа [3] посвящена теоретическому исследованию работы клапана на основе созданной математической модели и визуализации акустической эффективности глушителя в зависимости от числа отверстий в шайбе и общей площади глушителя (демпфера). Уточнение и развитие математической модели, а также исследование динамических характеристик регулятора с учетом установленного в системе глушителя проводилось в статье [4].

Множество исследований проводились с целью изучения области устойчивости систем, состоящих из регулятора, соединенного с трубопроводами и другими агрегатами. Разные механизмы возникновения неустойчивости клапанов описаны в [5]. Вопросы стабильности регуляторов, в том числе с пилотным управлением, были рассмотрены много раз, например [6-8].

Тем не менее, в предшествующих исследованиях не уделялось должного

внимания именно комплексному подходу в изучении устойчивости данных систем с учетом оптимальных акустических характеристик регулятора и глушителя. Именно поэтому в данной работе нами проводятся экспериментальные и теоретические исследования зависимостей динамических характеристик регулятора давления и акустической эффективности системы регулятор-глушитель, т.е. уровня излучаемого системой шума. Данные исследования проводились с целью качественной проверки математического моделирования и поиска тенденций изменения уровня шума системы.

## 2 Методы исследования

### 2.1 Эксперимент

Экспериментальные исследования проводились на испытательном стенде (Рисунки 1 и 2) и с использованием акустической камеры Norsonic Nor 848, работающая по принципу beamforming. Она оснащена 256 микрофонами и видеокамерой и позволяет отслеживать и визуализировать шум, исходящий от объекта исследования. Сконструированный стенд состоит из двух регуляторов давления – один предназначен для поддержания постоянного уровня входного давления, а второй – объект исследования. Обратная связь второго регулятора соединена с трубопроводом за дросселем-имитатором глушителя. На выходе из системы установлен второй нагрузочный дроссель и расходомер. На стенде также установлены три датчика динамического давления ВТ-206 с диапазоном измерения от 0 до 1,4 МПа и два образцовых манометра с диапазоном измерения от 0 до 0,6 МПа для контроля уровня давления после регулятора, в линии обратной связи и после глушителя шума. Эксперименты проводились при входном давлении 0,7 МПа. и перепаде

давления на исследуемом регуляторе – 0,3-0,5 МПа.

Для контроля расхода воздуха на выходе был установлен расходомер Festo SFAB-200U-HQ10 с диапазоном измерения расхода от 0,05 до 300 нл/мин.

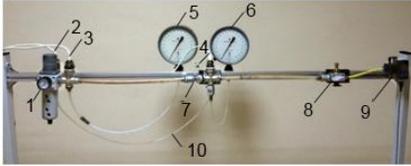


Рисунок 1. Общий вид испытательного стенда

- 1 – исследуемый регулятор давления; 2 - датчик динамического давления (давление в линии обратной связи); 3 - датчик динамического давления (давление после регулятора); 4 - датчик динамического давления (давление после имитатора глушителя);
- 5 - манометр (давление после регулятора);
- 6 - манометр (давление после имитатора глушителя); 7 – имитатор глушителя;
- 8 – нагрузочный дроссель; 9 - расходомер;
- 10 – линия обратной связи

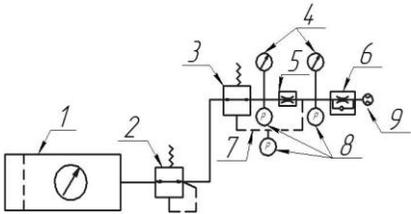


Рисунок 2. Пневматическая схема экспериментального стенда

- 1 – источник давления; 2 – входной регулятор давления; 3 – исследуемый регулятор давления;
- 4 – манометры; 5 – имитатор глушителя;
- 6 – нагрузочный дроссель;
- 7 – линия обратной связи; 8 - датчики динамического давления; 9 – расходомер

Уровень акустической мощности и звукового давления измерялся с помощью акустической камеры Norsonic Nor 848, работающей по принципу beamforming – метода для визуализации звука. Когда микрофонная решетка установлена в дальнем поле, все звуковые волны, попадающие на нее, являются плоскими. При данных условиях распространение измеренного звукового поля в любое место передней

полусферы может быть получено путем добавления измеренных сигналов микрофонов в решетке, с задержкой, соответствующей дальности распространения. Благодаря этому есть возможность рассчитать звуковое давление в любой точке в передней полусфере, что позволяет проводить измерения на поверхности любой формы и размеров.

## 2.2 Теория

Теоретическое исследование проводилось в программе Matlab/Simulink. Для регулятора с присоединенной системой из трубопровода и дросселя была создана математическая модель (Рисунок 3). При разработке математической модели регулятора с присоединенной системой в виде трубопровода и установленной в нём дроссельной шайбы были приняты следующие допущения: рабочая среда – совершенный газ; мембрана 4 жёстко связана со штоком 3; перепад на выходном дросселе 8 сверхкритический; жёсткость мембраны пренебрежимо мала в сравнении с жёсткостью пружин; силы нелинейного трения отсутствуют. Другие исходные данные представлены в таблице 1.

Таблица 1. Исходные данные

| Параметр   | Обозначение | Величина |
|--|-------------|----------|
| Приведённая масса запорно-регулирующего органа клапана, кг | $M$         | 30       |
| Жесткость пружины, Н/мм:                                   |             |          |
| • Основной (5)   | $J_1$       | 82       |
| • Дополнительной (1)                                       | $J_2$       | 2.3      |
| Диаметр, мм:   |             |          |
| • седла клапана  | $d_s$       | 16       |
| • мембраны   | $d_d$       | 32       |
| • штока  | $d_{rod}$   | 5        |
| • трубопровода ОС  | $d_p$       | 4        |
| Объем полости, мл:   |             |          |
| • выходной   | $V_{out}$   | 60       |
| • перед  | $V_I$       | 50       |
|  |             | 17       |

|  |           |                     |
|--|-----------|---------------------|
| дроссельной шайбой<br>• подмембранной              | $V_d$     |                     |
| Длина трубопровода обратной связи, мм              | $l_p$     | 1000<br>... 2400    |
| Температура торможения, К                          | $T$       | 293                 |
| Газовая постоянная воздуха, Дж/кг/К                | $R$       | 287                 |
| Показатель адиабаты                                | $K$       | 1.4                 |
| Кинематическая вязкость воздуха, м <sup>2</sup> /с | $\nu$     | $1,5 \cdot 10^{-5}$ |
| Диапазон расходов в системе, Нл/мин                | $Q$       | 0...45<br>00        |
| Диапазон настроечного давления, МПа                |           | 0.05...<br>1        |
| Максимальное входное давление, МПа                 | $P_{in}$  | 1.6                 |
| Максимальный ход тарели, мм                        | $x_{max}$ | 4                   |

Индексы  $in$ ,  $out$ ,  $l$ ,  $a$ ,  $x$ ,  $d$  относятся к сечениям, полостям и трубопроводам, как показано на рисунке 3.

Уравнение равновесия исполнительного элемента регулятора давления можно записать в следующем виде:

$$M \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + D \cdot \frac{dx}{dt} + (J_1 + J_2) \cdot x - F_{01} + F_{02} + (p_d - p_a) \cdot S_d - p_1 \cdot (S_s - S_{rod}) + p_{in} \cdot S_s = 0 \quad (1)$$

где  $F_{01}$ ,  $F_{02}$  – усилия предварительной затяжки пружин 5 и 1 соответственно;  $S_c$ ,  $S_{um}$  – площадь седла и штока.

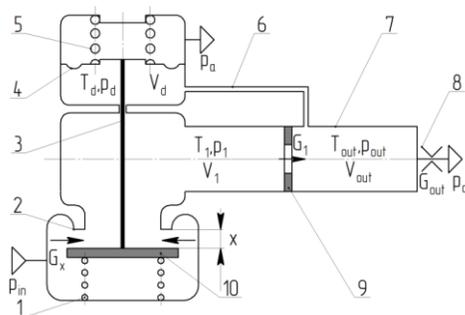


Рисунок 3. Принципиальная схема регулятора давления газа с присоединенной системой

- 1, 5 – пружина; 2 – седло; 3 – шток; 4 – мембрана;  
6 - трубопровод обратной связи; 7 – выходная полость;  
8 – дроссель; 9 – дроссельная шайба; 10 – тарель

Расход через дросселирующее сечение между тарелью 11 и седлом 2 определяется согласно уравнению Сен-Венана и Венцеля:

$$G_x = \mu_x \cdot \pi \cdot d_s \cdot x \cdot p_m \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_{in}} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[ \left( \frac{p_1}{p_m} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_1}{p_m} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (2)$$

или

$$G_x = \mu_x \cdot \pi \cdot d_s \cdot x \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_1}{R \cdot T_{in}} \cdot (p_m - p_1)} \quad (3)$$

при  $\frac{p_1}{p_{in}} > \beta_{cr}$  – докритический режим течения,

$$G_x = \mu_x \cdot \pi \cdot d_s \cdot x \cdot p_m \cdot \sqrt{\frac{k}{R \cdot T_{in}}} \cdot \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (4)$$

при  $\frac{p_1}{p_{in}} \leq \beta_{cr}$  – сверхкритический режим течения,  $\beta_{cr} = 0,528$ .

Полагая, что состояние газа в полостях пневматической системы изменяется по политропному закону, можем записать:

$$C_1 \cdot \frac{dp_1}{dt} = G_x - G_1 - \rho_1 \cdot S_s \cdot \frac{dx}{dt} \quad (5)$$

$$C_{out} \cdot \frac{dp_{out}}{dt} = G_1 - G_{out} - G_p \quad (6)$$

$$C_d \cdot \frac{dp_d}{dt} = G_p + \rho_d \cdot S_d \cdot \frac{dx}{dt} \quad (7)$$

где  $C_i = \frac{V_i}{n \cdot R \cdot T_i}$  – акустическая ёмкость;

$\rho_i = \frac{p_i}{R \cdot T_i}$  – средняя плотность рабочей среды в

$i$ -ой полости, определяемая на основе уравнения Клайперона-Менделеева.;  $\frac{dx}{dt}$  – скорость тарели.

Уравнения движения газа в трубопроводе обратной связи 6, а также на участках трубопровода в сосредоточенных параметрах с учётом гидравлических потерь имеют вид:

$$(p_{out} - p_d - Z_p \cdot G_p) \cdot \frac{S_p}{l_p} = \frac{dG_p}{dt} \quad (8)$$

$$Z_p = \frac{128 \cdot \nu \cdot l_p}{\pi \cdot d_p^4} \quad (9)$$

Расход газа через дроссельную расходную шайбу определяется по аналогии с выражениями (2) и (3):

$$G_1 = \mu_1 \cdot S_1 \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_1} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[ \left( \frac{p_{out}}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_{out}}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (10)$$

или

$$G_1 = \mu_1 \cdot S_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{out}}{R \cdot T_{out}} \cdot (p_1 - p_{out})}, \quad (11)$$

при  $\frac{p_{out}}{p_1} > \beta_{cr}$  – докритический режим течения,

$$G_1 = \mu_1 \cdot S_1 \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{k}{R \cdot T_1} \cdot \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}, \quad (12)$$

при  $\frac{p_{out}}{p_1} \leq \beta_{cr}$  – – сверхкритический режим течения.

Расход газа через выходной дроссель 8 определяется по аналогии с выражением (3):

$$G_{out} = \mu_{out} \cdot S_{out} \cdot p_{out} \cdot \sqrt{\frac{k}{R \cdot T_{out}} \cdot \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}, \quad (13)$$

при  $\frac{p_a}{p_{out}} \leq \beta_{cr}$  – сверхкритический режим течения.

Акустические характеристики системы также вычислялись в Matlab/Simulink. Как известно, аэродинамический шум определяет акустическую эффективность и зависит от режима течения. Режим течения клапана определяется входным давлением, перепадом давления, физическими свойствами жидкости и коэффициентом расхода в клапане. Соответственно уравнение для вычисления акустической мощности выглядит следующим образом:

$$L_w = 10 \cdot \log \frac{\eta \cdot 7.7 \cdot 10^{-11} \cdot C_v \cdot F_L \cdot c_0^3 \cdot p_i \cdot G_f}{10^{-12}}, \quad (14)$$

где  $C_v$  коэффициент расхода в клапане и  $G_f$  – удельный вес газа или пара (для воздуха = 1) определяются массовым расходом (в кг/с) и входным давлением  $p_1$  (в Па),  $c_0$  – скорость

звука (в м/с). Акустическая мощность рассчитывалась для глушителя и для регулятора, так как, как было показано ранее в работах [2-3], они оба являются источниками шума. Общая акустическая мощность равна сумме этих двух компонентов. Акустический коэффициент мощности  $\eta$  приведен в [9] (10)

### 3 Результаты

Эксперименты на испытательном стенде проводились при различном объемном расходе, который устанавливался с помощью выходного дросселя, имитировавшего нагрузку (потребителя). Данные датчиков давления и расхода регистрировались, а затем сравнивались с теоретическим расчетом, проведенным в программе Matlab / Simulink.

Сравнение зависимости объемного расхода от площади поперечного сечения глушителя показывает хорошее совпадение между экспериментальными и теоретическими значениями, включая и общую картину зависимости с резким увеличением объемного расхода при изменении площади от 0 до 4,5% (0-2,2 мм) с его дальнейшим плавным выравниванием (рисунок 4).

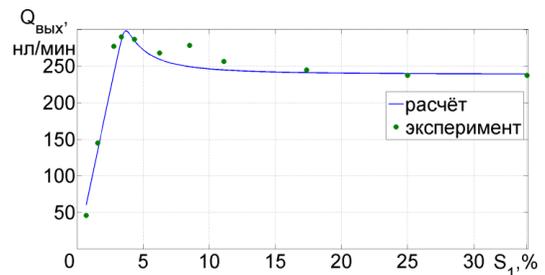


Рисунок 4. Зависимость объемного расхода на выходе системы от проходного сечения глушителя

Теоретические и экспериментальные значения давлений до и после регулятора давления и до, и после глушителя имеют хорошую сходимость с незначительными различиями. По расчетам видно, что заданное давление не достигается в системе при малой площади проходного сечения глушителя, а

при увеличении площади проходного сечения глушителя давление достигает требуемого уровня. Пересечение двух графиков достигается на уровне 4,9% от площади проходного сечения глушителя (рисунок 5).

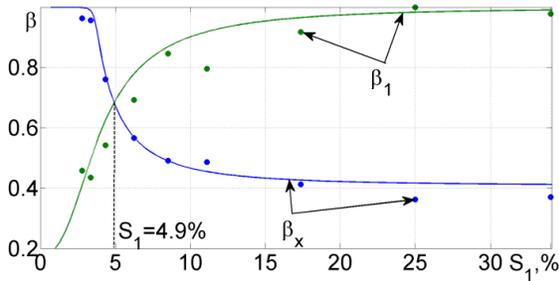


Рисунок 5. Зависимость отношения давлений от проходного сечения глушителя ( $Q_{out}=250$  Нл/мин)

После серии предварительных испытаний было установлено, что глушитель может оказывать существенное влияние на динамические характеристики системы (рисунок 6).

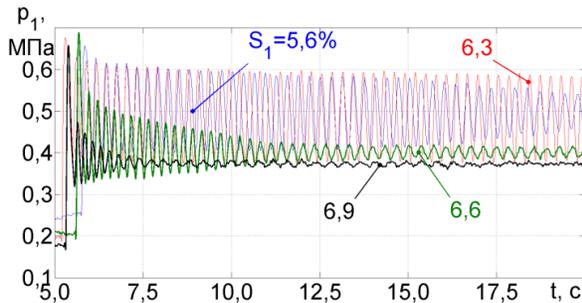
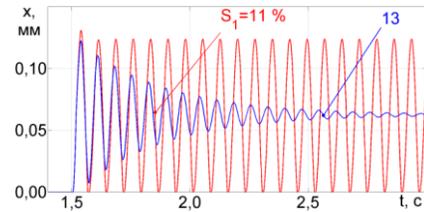


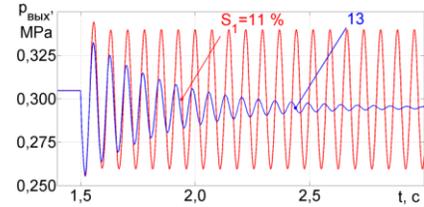
Рисунок 6. Влияние проходного сечения глушителя на переходные процессы изменения давления в системе

В соответствии с этим, существует необходимость теоретических исследований динамических характеристик системы с установленным глушителем, которые были реализованы в программном обеспечении Matlab / Simulink.

Переходные процессы рассчитаны для площади проходного сечения выходного дросселя от 0 до  $7.55 \text{ мм}^2$ . В то же время, средний объемный расход на выходе равен 185 нл/мин. Анализ графиков указывает на значительное влияние глушителя на качество переходных процессов в системе (рисунок 7).



а



б

Рисунок 7. Влияние проходного сечения глушителя на переходные процессы движения тарелки (а) и на изменение регулируемого давления (б) ( $D = 5000 \frac{H \cdot c}{M}$ )

Эти результаты хорошо совпадают с результатами расчета области устойчивости, которые были получены с помощью критерия Рауса-Гурвица (рисунок 8). На этом рисунке показан контурный график уровня акустической мощности для различных площадей проходного сечения глушителя  $S_1$  и объемного расхода  $Q_{out}$  в системе. Градиент изменения цвета от темно-синего до темно-красного соответствует увеличению значений уровня акустической мощности от минимального до максимального значения. Также приведены области устойчивости для сравнения расчетных акустических и динамических характеристик.

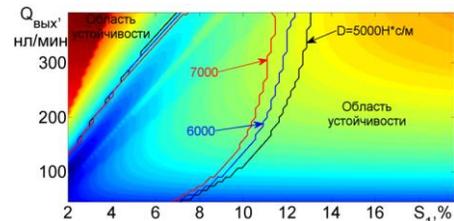


Рисунок 8. Изменение уровня звуковой мощности и границы устойчивости для различных значений  $D$  в области двух параметров

Как видно из графика, минимальные значения уровня акустической мощности

находятся в области неустойчивой работы. Увеличение вязкого коэффициента демпфирования приводит к расширению зоны устойчивости для значений площади проходного сечения глушителя  $S_1 = 7-13\%$  которые соответствуют средним значениям уровня акустической мощности. В то же время, область устойчивости для проходного сечения глушителя  $S_1 = 2-7\%$  изменяется незначительно.

В дополнение к динамическим характеристикам были рассмотрены оптимальные акустические характеристики системы (КПД глушителя). На рисунке 9 показана акустическая визуализация работающей системы, где мы можем увидеть два источника - глушитель и регулятор, как мы и указывали ранее.

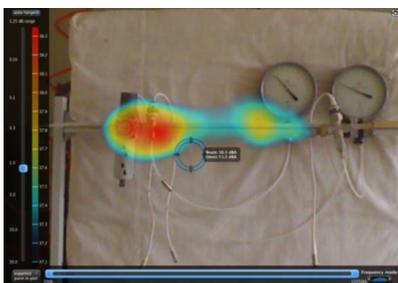


Рисунок 9. Акустическая визуализация шума глушителя и регулятора

Теоретическая зависимость между уровнем звукового давления и площадью проходного сечения глушителя для различных объемных расходов приведены на рисунке 10. Как видно из графика, зависимость между изменением уровня акустической мощности и площадью проходного сечения глушителя одинаковы для каждого объемного расхода. С увеличением расхода оптимальные значения уровня звуковой мощности смещаются в сторону глушителя с большей площадью проходного сечения из-за более оптимального перепада давления в системе. Экспериментальные оптимальные значения для каждого расхода - 8.5%; 17.36% и 17.36% от площади проходного сечения глушителя

соответственно. Оптимальные сечения глушителя для каждого из расходов представлены в таблице 2.

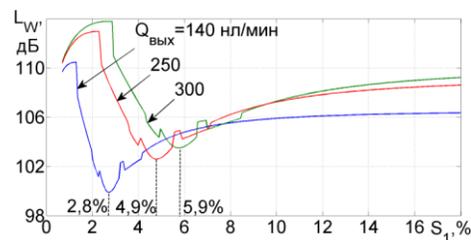


Рисунок 10. Зависимости между уровнем звуковой мощности и проходным сечением глушителя для различных значений расхода

Таблица 2. Результаты

| Объемный расход, Нл/мин | $S_{\text{опт. эксп.}}, \text{мм}^2$ | $S_{\text{опт. модель}}, \text{мм}^2$ |
|-------------------------|--------------------------------------|---------------------------------------|
| 140                     | 9,62                                 | 3,19                                  |
| 250                     | 19,63                                | 5,54                                  |
| 300                     | 19,63                                | 6,67                                  |

#### 4 Заключение и дальнейшая работа

Таким образом, в результате были исследованы динамические характеристики пневматического регулятора давления с установленным глушителем шума. Для различного расхода и давления были определены оптимальные значения проходного сечения глушителя и уровня шума. Показано, что динамические характеристики регулятора в значительной степени зависят от размера и импеданса глушителя, так увеличение импеданса глушителя приводит к увеличению времени затухания и, в дальнейшем, к неустойчивой работе системы. Рассчитаны области устойчивости для значений параметров регулятора давления и глушителя. Установлено, что глушитель имеет наибольшую эффективность (минимальную звуковую мощность) в области неустойчивости эксплуатационных параметров. Область устойчивости может быть увеличена и перемещена в зону высокой

эффективности глушителя путем увеличения коэффициента демпфирования клапана. Различия в теоретических и экспериментальных значениях уровня шума объясняются тем, что измерения проводились в обыкновенном помещении без специальной акустической подготовки. Тем не менее, была обнаружена общая тенденция изменения уровня шума, что является основой для дальнейших исследований.

На следующем этапе работ планируется постройка полузаглушенной безэховой камеры для установки экспериментального стенда и дальнейшие исследования оптимальных акустических характеристик. Математическая модель системы также будет уточняться на основе экспериментальных исследований для дальнейшего исследования вопросов устойчивости системы.

## Благодарности

Авторы выражают благодарность Министерству образования и науки Российской Федерации за финансовую поддержку научных исследований (проект № 2760).

Англоязычная версия данной статьи была опубликована в сборнике трудов конференции ICSV23: Alexander Igolkin et al. «The study of muffler parameters influence on pressure regulator dynamics and acoustic characteristics» (ISBN 978-960992262-3).

## Список использованных источников

[1] Hos, C.J., Champneys, A.R., Paul, K. and McNeely, M. (2014), Dynamic behavior of direct spring loaded pressure relief valves in gas service: Model development, measurements and instability mechanisms, *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, vol. 31, pp. 70-81.

[2] Igolkin, A., Koh, A., Kryuchkov, A., Safin, A. and Shakhmatov, E. (2012), Pressure reducing valve noise reduction, *Proceedings of the 19<sup>th</sup> International Congress on Sound and Vibration*, Vilnius, Lithuania, 8–12 July.

[3] Igolkin, A., Kryuchkov, A., Safin, A. and Soroka, I. (2013), Silencer optimization for the pressure reducing valve, *Proceedings of the 20<sup>th</sup> International Congress on Sound and Vibration*, Bangkok, Thailand, 7–11 July.

[4] Badykova, L., Stadnik, D., Afanasev, K., Igolkin, A. and Sverbilov, V., (2014), Study on dynamics of air pressure reducing valve with focus on the noise attenuation problem, *Proceedings of 8<sup>th</sup> Ph.D Symposium on Fluid Power (FPNI2014)*, Lappeenranta, Finland, 11-13 June.

[5] Weaver, D.B. (1979), *Flow Induced Vibrations in valves Operating at Small Openings*, Practical experiences with Flow-Induced Vibrations Symposium, Karlsruhe, Berlin.

[6] Makaryants, G., Sverbilov, V., Prokofiev, A., Makaryants, M., and Shakhmatov, E. (2012), The tonal noise reduction of the proportional pilot-operated pneumatic valve, *Proceedings of the 19th International Congress on Sound and Vibration*, Vilnius, Lithuania, 8–12 July.

[7] Stadnik, D., Sverbilov, V. and Gimadiev, A. (2015), Researches on self-excited oscillations and pressure accuracy in power plant automatic control systems, *Proceedings of the 22<sup>nd</sup> International Congress on Sound and Vibration*, Florence, Italy, 12–16 July.

[8] Makaryants, G., Prokofiev, A., Sverbilov, V., Shakhmatov, E., and Makaryants, M. (2011), Self-oscillations of the poppet relief pneumatic valve due to instability of the airflow around an inlet port, *Proceedings of the 18<sup>th</sup> International Congress on Sound and Vibration*, Rio de Janeiro, Brazil, 10-14 July.

[9] Beranek, L.L. and Ver, I.L. (2006), *Noise and vibration control engineering*, John Wiley & Sons, Hoboken, NJ.

Alexander A. Igolkin,  
Kirill M. Afansev,  
Evgeny V. Shakhmatov,  
Dmitry M. Stadnik

Samara National  
Research University  
34, Moskovskoe shosse, Samara,  
443086, Russian Federation  
[kirill.m.afanasev@gmail.com](mailto:kirill.m.afanasev@gmail.com)

## THE STUDY ON MUFFLER PARAMETERS INFLUENCE ON THE PNEUMATIC PRESSURE REDUCING VALVE PERFORMANCE

*The main noise source in gas distribution systems is the gas pressure reduction in regulators. Nowadays the special mufflers, representing a set of orifices, are widely used for pressure regulator noise reduction. However, the installation of such devices may cause malfunction of the unit. That is why there is a need to study the characteristics of regulator with the muffler in order to select the parameters at which the desired pressure reduction is retained and the noise is reduced.*

*This paper studies the regulator which represents an equivalent of reduction valve of a similar scheme with the muffler installed in the outlet line. The output impedance increase may lead to loss of stability and control accuracy. The mathematical model of this system was implemented in the Simulink software in order to analyze the muffler impact on pressure relief valve static and dynamic characteristics. The program in Matlab software was also developed for determination of the noise generated by the system. The experimental research using the pneumatic bench was carried out for mathematical model verification. The dependences between the main system operating parameters and the muffler flow area were obtained as a result of simulation. The muffler influence on the transient processes quality was analyzed. The areas of stability in the regulator and muffler parameter space were calculated. The muffler flow area values, providing the lowest level of the noise generated by the system were determined. The theoretical results have good correlation with experimental data.*

**Key words:** pressure reducing valve, muffler, feedback pipeline, system stability, Hurwitz matrix determinant, acoustic power.

## References

- [1] Hos, C.J., Champneys, A.R., Paul, K. and McNeely, M. (2014), Dynamic behavior of direct spring loaded pressure relief valves in gas service: Model development, measurements and instability mechanisms, *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, vol. 31, pp. 70-81.
- [2] Igolkin, A., Koh, A., Kryuchkov, A., Safin, A. and Shakhmatov, E. (2012), Pressure reducing valve noise reduction, *Proceedings of the 19<sup>th</sup> International Congress on Sound and Vibration*, Vilnius, Lithuania, 8–12 July.
- [3] Igolkin, A., Kryuchkov, A., Safin, A. and Soroka, I. (2013), Silencer optimization for the pressure reducing valve, *Proceedings of the 20<sup>th</sup> International Congress on Sound and Vibration*, Bangkok, Thailand, 7–11 July.
- [4] Badykova, L., Stadnik, D., Afanasev, K., Igolkin, A. and Sverbilov, V., (2014), Study on dynamics of air pressure reducing valve with focus on the noise attenuation problem, *Proceedings of 8<sup>th</sup> Ph.D Symposium on Fluid Power (FPNI2014)*, Lappeenranta, Finland, 11-13 June.
- [5] Weaver, D.B. (1979), Flow Induced Vibrations in valves Operating at Small Openings, *Practical experiences with Flow-Induced Vibrations Symposium*, Karlsruhe, Berlin.
- [6] Makaryants, G., Sverbilov, V., Prokofiev, A., Makaryants, M., and Shakhmatov, E. (2012), The tonal noise reduction of the proportional pilot-operated pneumatic valve, *Proceedings of the 19<sup>th</sup> International Congress on Sound and Vibration*, Vilnius, Lithuania, 8–12 July.
- [7] Stadnik, D., Sverbilov, V. and Gimadiev, A. (2015), Researches on self-excited oscillations and pressure accuracy in power plant automatic control systems, *Proceedings of the 22<sup>nd</sup> International Congress on Sound and Vibration*, Florence, Italy, 12–16 July.
- [8] Makaryants, G., Prokofiev, A., Sverbilov, V., Shakhmatov, E., and Makaryants, M. (2011), Self-oscillations of the poppet relief pneumatic valve due to instability of the airflow around an inlet port, *Proceedings of the 18<sup>th</sup> International Congress on Sound and Vibration*, Rio de Janeiro, Brazil, 10-14 July.
- [9] Beranek, L.L. and Ver, I.L. (2006), Noise and vibration control engineering, *John Wiley & Sons*, Hoboken, NJ.

**К.А. Романов,  
Г.М. Макарьянц**

Самарский национальный  
исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва  
Московское шоссе, 34,  
г. Самара, Российская Федерация,  
443086  
[romanov.kiril.94@mail.ru](mailto:romanov.kiril.94@mail.ru)

*В работе представлено исследование динамических характеристик гасителя колебаний в трубопроводе, а именно исследование вихревых пульсаций в трубопроводе, возникающих за гасителем колебаний. Для этой цели была разработана численная методика оценки гидродинамического шума, которая основана на модели турбулентности LES. Полученные данные численных расчётов показывают характерный уровень гидродинамического шума в гасителе колебаний, который позволяет оценить уровень фонового шума в трубопроводе. Данные, полученные в результате численных расчётов, частично совпадают с экспериментальными данными, которые подтверждают адекватность разработанной модели в низкочастотном диапазоне.*

***Ключевые слова:** Гаситель колебаний; вихревые пульсации; акустические колебания; численное моделирование.*

## 1 Введение

Изучение колебаний в трубопроводах является важным аспектом проектирования систем водоснабжения и водоподготовки. Особый интерес представляют пульсации давления жидкости, вызванные неустановившимся потоком за насосом, а также вихреобразование при изменении геометрии и размеров поперечного сечения трубы. Пульсации давления рабочей жидкости могут привести к неприемлемому уровню вибрации трубопровода [1, 2], а также к высокому уровню акустического шума [3, 4, 5, 7, 8]. Одним из способов решения этой проблемы является использование гасителей пульсаций давления в трубопроводах [9-14]. При больших расходах потока решающую роль при оценке эффективности гасителя играет акустический шум, обусловленный срывом вихрей за возникающими препятствиями. Одним из таких препятствий является диффузор, соединяющий гаситель колебаний с трубопроводом. Таким образом, для того чтобы решить проблемы генерации звука в гасителе колебаний, необходимо

промоделировать процесс возникновения вихревых пульсаций в диффузоре.

В специальной литературе существует множество работ, посвящённых особенностям потока, проходящего через диффузор. К примеру, существует ряд научных работ, посвящённых исследованиям гидродинамических процессов внутри диффузора. МакДональд и Фокс (McDonald & Fox) [15], а затем Квон и Даулинг (Kwong & Dowling) [16] продемонстрировали, что в коническом диффузоре может возникать срыв потока, при котором место его возникновения все время изменяется. Декванд и др. (Dequand et al.) [2] пришли к выводу, что срыв потока в диффузоре оказывает существенное влияние на формирование акустических пульсаций канала, вызванных вихрями. Квон и Даулинг (Kwong & Dowling) [16] классифицировали два режима неустойчивости. На первом режиме часть области срыва, расположенной на входе в эту область, подвергается высокочастотным колебаниям. На втором режиме колебания связаны с перемещением области срыва потока по всей длине диффузора. Этот вид течения характеризуется широкополосными колебаниями. Увеличение

угла расхождения диффузора приводит к изменению спектра пульсаций. Прежде всего, значительно возрастает уровень амплитуд, а спектр становится более широкополосным, и частота тональной составляющей уменьшается.

В рассматриваемых работах большое внимание уделяется непосредственно особенностям течения жидкости, проходящей через диффузор. Однако особый интерес представляют методы и методики расчёта процессов генерации звука в компонентах трубопроводов. На данный момент существует несколько публикаций, в которых этому вопросу было уделено внимание. Часть работ посвящена прогнозированию вихревого шума с помощью полуэмпирических методов. Например, Карькул и др. (Karekull et al.) [5] сделать упор на выявление общего закона масштабирования акустической мощности различных отверстий, изгибов и гасителей колебаний. В качестве входных параметров для моделирования они использовали, либо значение перепада давления, полученного в результате экспериментов, либо простой стационарный расчёт потока жидкости. Основным преимуществом подхода является сокращение времени расчёта. Несмотря на это неоспоримое преимущество, метод позволяет рассчитать только приблизительный уровень шума потока. Кроме того, характерные черты шума в диффузоре, такие как наличие тональной составляющей спектра и влияние угла расхождения на спектральный состав, не могут быть теоретически смоделированы с использованием общего закона масштабирования. В другой части работ для непосредственного моделирования процесса генерации вихревого звука используются методы нестационарной вычислительной гидродинамики (Unsteady CFD), см., например, Лэм и др. (Lam et al.) [6], Глоерфельт и Лафон (Gloerfelt & Lafon) [17], Сингх и Рубини (Singh & Rubini) [13]. Такой подход позволяет получить более подробную

информацию о вихревом шуме. Например, метод крупновихревой фильтрации (LES), примененный к потоку в диафрагме, позволил Глоерфельту и Лафону [17] продемонстрировать способность вихрей Кельвина-Гельмгольца препятствовать распространению волн. Несмотря на то, что большое число исследований посвящены прямому вычислению шума канала, возникающего из вихревых течений, которые образуются в любой диафрагме, местах резких расширений и соединений каналов, CFD-расчёту турбулентных потоков в диффузоре уделено значительно меньше внимания. Кроме того, влияние разрешающей способности сетки на прямое вычисление гидродинамического шума также не было исследовано в полной мере.

Цель этой статьи заключается в расширении потенциала использования методов нестационарной вычислительной гидродинамики при моделировании вихревых пульсаций, возникающих за диффузором, а также в расчёте вихревого шума внутри канала

## **2 Принцип действия гасителя колебаний в трубопроводе**

Гаситель колебаний в трубопроводе состоит из непроточной ёмкости, расположенной параллельно зауженному каналу, через который протекает жидкость (рисунок 1). На высоких частотах ёмкость обладает значительной акустической проводимостью, в то время как зауженный канал создает высокое акустическое сопротивление. Поэтому на высоких частотах энергия колебаний потока изолируется внутри непроточной ёмкости и не пропускается гасителем колебаний. Благодаря гидравлическому сопротивлению, соединённому с зауженным каналом и непроточной ёмкостью, происходит затухание колебаний

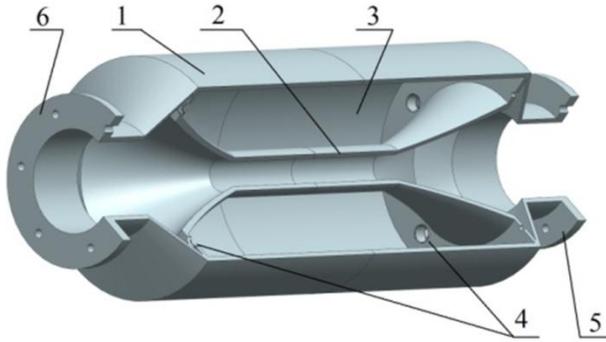


Рисунок 1. Схематическое изображение гасителя колебаний: 1 – корпус гасителя колебаний в сборе; 2 – зауженный канал; 3 – непроточная ёмкость; 4 – гидравлическое сопротивление; 5,6 – соединительные фланцы

В теории электроакустических аналогий ёмкость и канал представляют собой реактивное сопротивление, в то время как гидравлическое сопротивление является активным. При этом для максимального поглощения акустических волн волновой импеданс гасителя и трубопровода должны быть одинаковыми. В то время как волновой импеданс трубопровода не зависит от частоты, гидравлическое сопротивление должно обеспечивать аналогичный характер сопротивления волн на входе в гаситель и на выходе из него. Поэтому указанный тип гасителя является гасителем "с постоянным активным сопротивлением" [12].

### 3 Методы исследования

Расчёт состоит из двух этапов. На первом этапе выполняется стационарный RANS расчёт, в ходе которого дискретизированная полная система уравнений гидродинамики замыкалась с помощью низкорейнольдсовой  $k-\omega SST$  модели турбулентности, которая наилучшим образом предсказывает отрыв потока от стенки [18]. В результате определяются параметры сетки и начальные данные для LES-расчёта. На втором этапе проводится LES-моделирование. Оценка акустических пульсаций выполняется в области максимально удаленной относительно

диффузора. На рисунке 2 представлена геометрия расчётной области

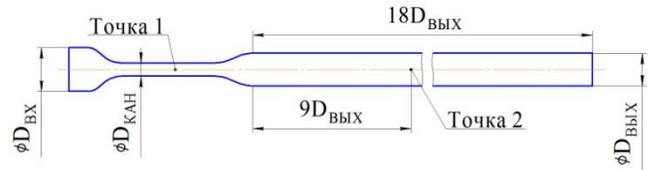


Рисунок 2. Геометрия расчётной области

### 3.1 Основные уравнения

Прогноз турбулентных пульсаций давления в диффузоре и дальнейшее распространение акустических пульсаций подразумевает вычисление зависимости колебаний гидродинамических параметров от времени. Для этого необходимо решить полную систему уравнений гидродинамики в трехмерной постановке. В состав этой системы входят уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j}{\partial x_j} = 0, \quad (1)$$

и уравнение движения

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} \quad (2)$$

где  $\rho$  – плотность среды;  $u_j$  и  $x_j$  ( $j=1,2,3$ ) – соответственно, проекции вектора скорости и перемещения на декартовы оси;  $p$  – давление;  $\tau_{ij}$  – компоненты тензора сдвиговых напряжений;  $t$  – время. В записи приведенных уравнений используется правило суммирования по всем допустимым значениям повторяющегося индекса.

Уравнения Навье-Стокса содержат пять неизвестных переменных: плотность, давление и три проекции вектора скорости.

Для их определения используются три уравнения движения в проекции на три оси,

уравнение неразрывности и уравнение состояния. Принимаемое допущение адиабатичности волновых процессов позволяет исключить из уравнения состояния температуру. При этом плотность и давление получают связанными по формуле Гейта следующим образом

$$\rho = \rho_0^n \sqrt{\frac{K_0 + n\Delta p}{K_0}}, \quad (3)$$

где  $\rho_0$  – плотность невозмущенного потока;  $K_0$  – объемный модуль упругости рабочей жидкости;  $n$  – показатель политропы рабочей жидкости.

Решение полученной системы уравнений выполнялось с использованием фильтрации решения полной системы уравнений гидродинамики с помощью LES подхода. Тогда отфильтрованное уравнение неразрывности (1) имеет вид

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j}{\partial x_j} = 0, \quad (4)$$

где  $\bar{\rho}$  – отфильтрованное по LES значение плотности,  $\tilde{u}_j$  – среднемассовое по Фавру значение величины скорости. Отфильтрованное уравнение движения (2) имеет вид

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{u}_i}{\partial x_j} = & - \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \bar{p} + \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \right) \\ & + \frac{\partial}{\partial x_i} \mu \left( \left( \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \bar{\rho} \tau_{ij}^r \right) \end{aligned} \quad (5)$$

где  $\bar{p}$  – отфильтрованное по LES значение давления,  $\tau_{ij}^r = u_j \tilde{u}_i - \tilde{u}_j \tilde{u}_i$  – тензор остаточных напряжений (residual stress tensor) или тензор

подсеточных напряжений (subgrid stress tensor),  $\mu$  – динамическая вязкость.

Замыкание уравнения (5) осуществляется с помощью модели, позволяющей рассчитать тензор остаточных напряжений, который ищется в виде

$$\tau_{ij}^r = -2\nu_{SGS} S_{ij} \quad (6)$$

где  $S_{ij} = 1/2(\partial \tilde{u}_i / \partial x_j + \partial \tilde{u}_j / \partial x_i)$  – тензор скоростей деформаций осредненного течения,  $\nu_{SGS}$  – остаточная вихревая или подсеточная вязкость. Для нахождения подсеточной вязкости необходимо учесть влияние стенки трубопровода на распространение жидкости. Для этого использована локальная модель вихревой вязкости, адаптированная для пристеночных течений (Wall-Adapting Local Eddy-Viscosity WALE). Как показано в работе [19], в этой модели турбулентности обеспечивается затухание подсеточной вязкости в пристеночной области в соответствии с асимптотическими соотношениями теории пограничного слоя; кроме этого, не используется в явном виде расстояние до стенки; а также учитывается зависимость подсеточной вязкости не только от тензора скоростей деформации осредненного поля  $S_{ij}$ , но и от компонентов тензора скоростей вращения  $\Omega_{ij} = 1/2(\partial \tilde{u}_i / \partial x_j - \partial \tilde{u}_j / \partial x_i)$ .

$$\nu_{SGS} = \left( 0.325V^{1/3} \right)^2 \frac{\left( S_{ij}^d S_{ij}^d \right)^{3/2}}{\left( S_{ij} S_{ij} \right)^{5/2} + \left( S_{ij}^d S_{ij}^d \right)^{5/2}} \quad (7)$$

где  $S_{ij}^d = 1/2 \left( \left( \partial \tilde{u}_i / \partial x_j \right)^2 + \left( \partial \tilde{u}_j / \partial x_i \right)^2 \right) - 1/3 \delta_{ij} \cdot \left( \partial \tilde{u}_k / \partial x_k \right)^2$ ;  $V$  – объем ячейки. Величина  $S_{ij}^d$  возрастает там, где велики не только значения компонентов тензора скоростей деформаций,

но и тензора вращения. В то же время,  $S_{ij}^d$  стремится к нулю в тех областях, где имеет место простой сдвиг скорости, т.е. непосредственно у стенки. Также  $S_{ij}^d$  стремится к нулю, а значит и приравнивает к нулю подсеточную вязкость в областях ламинарного течения. Это позволило качественно промоделировать ламинарно-турбулентный переход на входе в диффузор. В целом применение локальной модели вихревой вязкости, адаптированной для пристеночных течений (Wall-Adapting Local Eddy-Viscosity WALE) позволяет по точности приблизиться к прямому численному расчёту.

Для решения полученной системы уравнений применялся метод конечных объемов с использованием Pressure-Based решателя со схемой Pressure-Velocity Coupled программного пакета FluentCFD-14.5. При этом важным аспектом, влияющим на точность решения, является выбор размеров расчётной сетки (пространственная дискретизация) и шаг по времени (временная дискретизация).

### 3.2 Пространственная и временная дискретизация

Определение пульсаций в рабочей жидкости, возникающих в результате появления вихревых структур за диффузором выполнялось с помощью LES-расчёта. Основным параметром, влияющим на точность расчёта вихревых структур и порождаемых ими акустических волн, является размер расчётной сетки, поскольку именно размер ячейки определяет способность расчёта к явному моделированию вихревых структур. На выбор ее размеров влияют два следующих фактора. Первый заключается в том, что величина ячеек для акустического расчёта гораздо выше, чем величина ячеек вихреразрешающей сетки. Второй связан с тем, что вихревые структуры формируются за диффузором и затем уносятся

поток в присоединенный трубопровод. Поэтому, для расчёта, как вихревых структур, так и акустических волн в диффузоре и присоединенном трубопроводе требуется нанесение сетки, разрешающей именно вихревые структуры.

Как правило, для этих целей определяется наименьший масштаб крупного энергетически значимого вихря. По полученной величине масштаба принимают величину ячейки. При этом вся расчётная область разбивается на ячейки одинаковой величины. Однако величина расчётной области, требуемой для определения шума вихревых структур имеет значительные размеры, что связано с необходимостью отделения вихревых пульсаций от акустических. Такое отделение можно выполнить при записи параметров пульсаций вдали от источника, т.е. диффузора, где вихревые структуры затухнут в процессе распада.

Это приводит к значительному росту размерности задачи, что делает проведение подобных расчётов в инженерной практике невозможным. Однако в связи с распадом вихревых структур масштаб крупновихревой турбулентности увеличивается по мере удаления от источника его зарождения, т.е. от диффузора. При вычислении детального распределения величины этого масштаба по длине канала требования к размеру сетки могут быть ослаблены. Это позволит уменьшить количество ячеек и значительно сократит время решения задачи. Определение масштаба турбулентности можно осуществить с помощью экономного RANS расчёта. Масштаб крупновихревой турбулентности определялся по следующей зависимости

$$L_\varepsilon = \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \quad (8)$$

где  $k$  – кинетическая энергия турбулентности,  $\varepsilon$  – скорость диссипации кинетической энергии турбулентности. При

этом величина линейного размера ячейки выбирается равной одной восьмой величины полученного масштаба. Это позволит использовать восемь ячеек для расчёта крупного вихря, что является минимумом для явного моделирования вихревой структуры.

Таким образом, осуществляется выбор размера ячейки в ядре потока для моделирования распространения вихревых структур.

Другим не менее важным аспектом расчёта является моделирование процесса зарождения вихревых структур в процессе отрыва потока от стенки поэтому определенное внимание требуется уделить выбору размера ячеек в пристеночном слое. Для его явного моделирования высота первой ячейки не должна превышать высоту вязкого подслоя. Для выполнения этого условия безразмерное расстояние до стенки  $y^+$  должно быть меньше или равно единицы. Согласно Поупу (Pope) [20], высота первого пристеночного слоя сетки, определяется выражением

$$\Delta y \leq \frac{\mu}{\rho} \left[ (2 \cdot \log_{10} Re - 0,65)^{-2,3} u^2 0,5 \right]^{-0,5}, \quad (9)$$

где  $\mu$  – динамическая вязкость рабочей жидкости;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости;  $u$  – скорость жидкости вдали от пограничного слоя;  $Re$  – число Рейнольдса. При удалении от стенки размер каждого последующего элемента сетки увеличивался в 1,2 раза. Размер пристеночного течения оценивается по величине толщины вытеснения [21]

$$\delta^* = \frac{d/2}{1 + 1,5 \lg(Re)}, \quad (10)$$

где  $d$  – внутренний диаметр трубопровода,  $Re$  – число Рейнольдса.

Величина шага по времени выбиралась исходя из требуемого максимального значения частоты в спектре вихревых пульсаций

$$\Delta t = \frac{1}{2f_{max}} \quad (11)$$

### 3.3 Граничные условия

В качестве граничного условия на входе задавалось постоянное полное давление рабочей среды. На выходе задавался постоянный расход, что позволило не только определить гидродинамические условия течения, но и задать условия поведения акустической волны, достигающей выходного сечения. Постоянство расхода подразумевает равенство нулю его пульсационной компоненты, что приводит к тому, что импеданс присоединенной в выходном сечении гидравлической нагрузки стремится к бесконечности. Другими словами, с акустической точки зрения, задавая на выходе постоянный расход, задаются условия акустически закрытого конца. Это должно привести к возникновению стоячей волны, соответствующей четвертьволновому резонансу столба жидкости, находящегося за диффузором. Частота резонансных колебаний может быть оценена по следующей зависимости

$$f_{rez} = \frac{a}{4l}. \quad (12)$$

где  $a$  – скорость звука в рабочей жидкости;  $l$  – длина столба жидкости за диффузором. Далее полученный резонансный пик не учитывается в спектре пульсаций, вызванных вихревыми структурами.

Для исключения влияния выходного граничного условия на формирование вихревых структур [22-25] их распространение и распад выходное сечение расчётной области было удалено от диффузора на величину 18 калибров.

## 4 Результаты и обсуждения

#### 4.1. Результаты стационарного RANS расчёта

Ниже описаны результаты экспериментального исследования динамики потока, проходящего через диффузор. На рисунке 3 для сечения канала с наименьшей площадью (точка 1 на рисунке 2) показаны результаты расчёта скорости потока в пограничном слое.

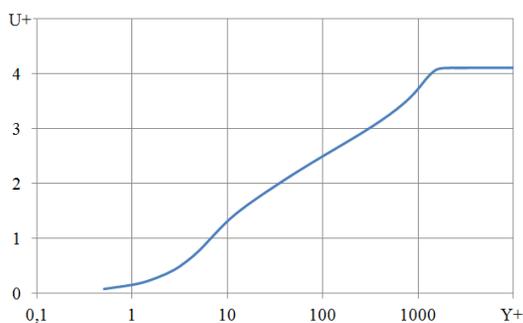


Рисунок 3. Безразмерная скорость потока в пристеночной зоне (точка 1)

Данные представлены в безразмерных параметрах. Как видно, минимальное значение параметра  $y^+$  составило 0,5. Полученное значение  $y^+$  меньше 1 говорит о правильном выборе высоты первой пристеночной ячейки для адекватного разрешения высоты вязкого подслоя в явном виде. Кроме этого, на графике качественно явно прослеживаются вязкий подслой, логарифмический слой и слой следа, что говорит о достаточной плотности сетки для явного определения всего пристеночного течения. Высота первой ячейки в пристеночном слое составила  $1,3 \cdot 10^{-3}$  мм, количество слоев в пристеночном слое – 40, коэффициент увеличения равен 1,2. Таким образом, общая высота пристеночного слоя составила 10 мм.

Далее оценивалось количество итераций, требуемое для точного определения осредненных параметров течения через диффузор. На рисунке 4 представлена

зависимость невязок, рассчитываемых параметров от итераций расчёта. Как видно, при увеличении числа итераций до 5 000 наблюдается стабилизация невязок на уровне  $10^{-4} - 10^{-6}$ , что должно обеспечивать приемлемую точность расчётов.

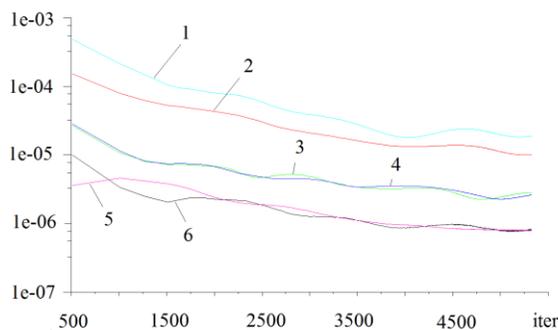


Рисунок 4. Невязки при расчёте с помощью RANS-модели: 1 – k, 2 – x-velocity, 3 – y-velocity, 4 – z-velocity, 5 – omega, 6 – continuity

Другим показателем, по которому оценивался момент завершения стационарного расчёта, была оценка скорости течения в характерных точках расчётной области. На рисунке 5 представлена зависимость от числа итераций скорости потока в точке 1. Как видно, к пяти тысячной итерации наблюдается стабилизация значения скорости в районе 10,5 м/с, что адекватно приблизительной ее оценке по балансу расходов.

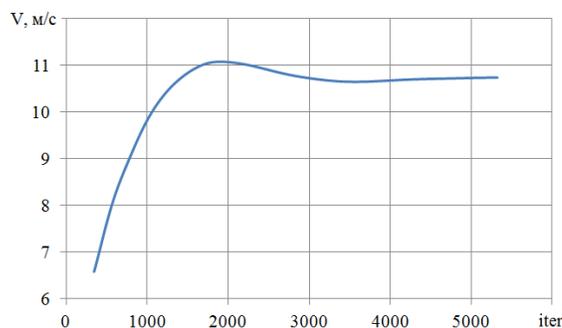


Рисунок 5. Изменение скорости осредненного потока в зависимости от итераций

Анализ полученных результатов позволил сделать вывод об адекватности выбранной расчётной сетки и достоверности стационарного расчёта течения в канале. Полученные данные параметров потока использовались в качестве начальных для дальнейшего нестационарного расчёта. Также используя формулу (8) получено распределение масштаба крупновихревой турбулентности по расчётной области (рисунок 6). Полученные данные масштаба позволили перестроить расчётную сетку для проведения нестационарного LES-расчёта.

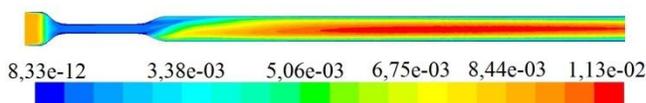


Рисунок 6. Распределение масштаба крупновихревой турбулентности по расчётной области

#### 4.2. Результаты LES расчёта

По распределению мгновенного значения скорости в продольном сечении канала (рисунок 7) можно отметить нестабильность потока на выходе из диффузора. Чередование зон положительного и отрицательного значения продольной компоненты скорости вдоль оси канала вблизи диффузора указывает на периодичность процесса возникновения отрыва потока от его стенки.

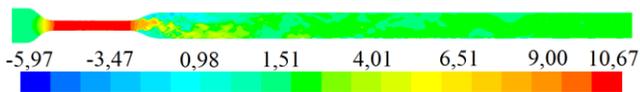


Рисунок 7. Распределение мгновенного значения скорости при нестационарном расчёте

На рисунке 8 представлено распределение в канале среднеквадратичных пульсаций давления потока. Зона потока с максимальным значением пульсационной компоненты давления наблюдается внутри диффузора. В продольном направлении она

распространяется по всей длине диффузора. В радиальном направлении она локализована примерно в районе диаметра, соответствующего входному диаметру диффузора. Это говорит о том, что вихревые пульсации формируются во входном сечении диффузора в районе его стенки.

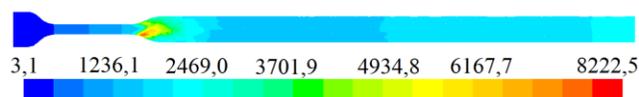


Рисунок 8. Распределение среднеквадратичных пульсаций давления потока

Временная зависимость давления записывалась в точке на оси канала на расстоянии девяти калибров от выходного сечения диффузора. На рисунке 9 представлены результаты сравнения третьооктавных спектров пульсаций давления, построенных по рассчитанным и экспериментальным данным [26], где зеленым цветом обозначены данные, полученные в ходе численного расчета, а синим – экспериментальные данные. Длительность расчёта в нестационарной постановке составила 14,6 с, то есть за это время через всю модель прошло 4 полных объёма расчётной модели.

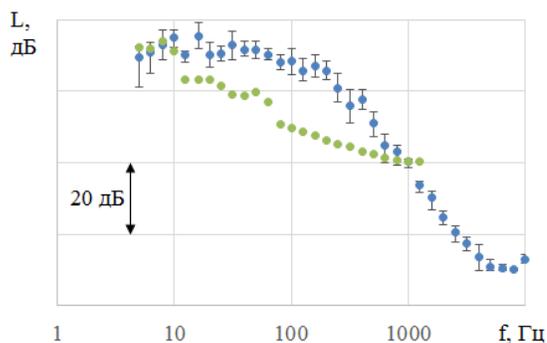


Рисунок 9. Сравнение третьооктавных спектров пульсаций давления

Стоит отметить приемлемое совпадение спектров в диапазоне частот до 8 Гц. Далее

результаты расчёта становятся значительно меньше экспериментально полученных данных. Предположительно отсутствие совпадения на частотах выше 8 Гц связано с недостаточной величиной временного шага, не позволяющей адекватно промоделировать гидродинамику рабочей среды.

## 5 Заключение

В процессе работы было выполнено прямое численное моделирование процесса зарождения вихревых структур и порождаемых ими акустических волн в жидкости внутри канала за диффузором. Также было отмечено, что источник вихревых пульсаций находится во входном сечении диффузора вблизи его стенки. Получено приемлемое совпадение результатов расчёта с экспериментальными данными на частотах до 8 Гц. Повышение точности моделирования вихревых пульсаций предполагается достичь за счет уменьшения временного шага при нестационарном расчёте течения жидкости.

## Благодарности

Авторы выражают благодарность Министерству образования и науки Российской Федерации за финансовую поддержку научных исследований.

Англоязычная версия данной статьи была опубликована в сборнике трудов конференции ICSV24: Georgy Makaryants «Vortex pulsation simulation of a piping noise dampener»

## Список использованных источников

[1] Jialin Tian, Changfu Yuan, Lin Yang, Chunming Wu, Gang Liu and Zhi Yang (2016), The vibration analysis model of pipeline under the action of gas pressure pulsation coupling, *Engineering Failure Analysis*, no. 66, pp. 328-340.

[2] Dequand, S., van Lier L., Hirschberg, A. and Huijnen, J. (2002), Aeroacoustic response of diffusers and bends: comparison of experiments with quasi-steady incompressible flow models, *Journal of Fluids and Structures*, no. 16 (7), pp. 957–969.

[3] Musaakhunova, L.F., Igolkin, A.A., Shabanov, K.Y. (2015), The vibroacoustic characteristics research of the gas pipeline, *Procedia Engineering*, no. 106, pp. 316-324. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.06.041.

[4] Igolkin, A.A., Musaakhunova, L.F. and Shabanov, K.Y. (2015), Method development of the vibroacoustic characteristics calculation of the gas distribution stations elements, *Procedia Engineering*, no. 106, pp. 309-315. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.06.040.

[5] Kårekull, O., Efraimsson, G. and Åbom, M. (2014), Prediction model of flow duct constriction noise, *Applied Acoustics*, no. 82, pp. 45-52. DOI: 10.1016/j.apacoust.2014.03.001.

[6] Lam, G.C.Y., Leung, R.C.K. and Tang, S.K. (2014), Aeroacoustics of duct junction flows merging at different angles, *Journal of Sound and Vibration*, no. 333 (18), pp. 4187-4202. DOI: 10.1016/j.jsv.2014.04.045.

[7] Gafurov, S., Rodionov, L. and Makaryants, G. (2016), Simulation of gear pump noise generation, 9th FPNI Ph.D. Symposium on Fluid Power, *FPNI*. DOI: 10.1115/FPNI2016-1531.

[8] Rodionov, L. and Rekadze, P. (2015), Exploration of acoustic characteristics of gear pumps with polymeric pinion shafts, *Procedia Engineering*, no. 106, pp. 36-45. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.06.006.

[9] Shorin, V.P., Sanchugov, V.I. (1978), On estimating the operating efficiency of suppressors of liquid pulsations, which contain resonant loops in their structure, *Power Engineering*, New York, N.Y., no. 16 (2), pp. 113-120.

[10] Ermilov, M.A., Kryuchkov, A.N., Balyaba, M.V. and Shabanov, K.Y. (2015), Development of a Pressure Pulsation Damper for Gas Pressure Regulators with Account of Operation Parameters, *Procedia Engineering*, no. 106, pp. 277-283. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.06.036.

[11] Ermilov, M.A., Balyaba, M.V., Kryuchkov, A.N. and Shabanov, K.Y. (2015), The experimental development of the pulsation damper in a gas reduction line, 22nd International Congress on Sound and Vibration, ICSV.

[12] Golovin, A.N. and Shorin, V.P. (1982), Designing fluid-oscillation dampers, *Power Engineering*, New York, N.Y., no. 20 (4), pp. 132-138.

[13] Singh, N.K. and Rubini, P.A. (2015), Large eddy simulation of acoustic pulse propagation and turbulent flow interaction in expansion mufflers, *Applied Acoustics*, no. 98, pp. 6-19. DOI: 10.1016/j.apacoust.2015.04.015

[14] Xiwen, Dai. (2016), Vortex convection in the flow-excited Helmholtz resonator, *Journal of Sound and Vibration*, no. 37, pp. 82-93.

[15] McDonald, A.T. and Fox, R.W. (1966), An experimental investigation of incompressible flow in conical diffusers, *International Journal of Mechanical Sciences*, no. 8 (2), pp. 125-130, IN5-IN6, 131-139.

[16] Kwong, A.H.M. and Dowling, A.P. (1994), Unsteady flow in diffusers, *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, no. 116 (4), pp. 842-847.

[17] Gloerfelt, X. and Lafon, P. (2008), Direct computation of the noise induced by a turbulent flow through a diaphragm in a duct at low mach number, *Computers and Fluids*, no. 37 (4), pp. 388-401. DOI: 10.1016/j.compfluid.2007.02.004.

[18] Menter, F.R. and Sarkar, S. (1994), Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *AIAA Journal*, no. 32 (8), pp. 1598-1605.

[19] Nicoud, F. and Ducros, F. (1999), Subgrid-scale stress modelling based on the square of the velocity gradient tensor, *Flow, Turbulence and Combustion*, no. 62 (3), pp. 183-200. DOI: 10.1023/A:1009995426001.

[20] Pope, S. (2000), *Turbulent Flows*, Cambridge: Cambridge Univ. Press.

[21] Smol'yakov, A.V. (2001), Noise of a turbulent boundary layer flow over smooth and rough plates at low mach numbers, *Acoustical Physics*, no. 47 (2), pp. 218-225. DOI: 10.1134/1.1355808.

[22] Gullman-Strand, J., Tornblom, O., Lindgren, B., Amberg, G. and Johansson, A.V. (2004), Numerical and experimental study of separated flow in a plane asymmetric diffuser, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, no. 25, pp. 451-460.

[23] Wallin, S. and Johansson, A.V. (2000), An explicit algebraic Reynolds stress model for incompressible and compressible turbulent flows, *Journal of Fluid Mechanics*, no. 403, pp. 89-132.

[24] Wilcox, D.C. (1993), *Turbulence Modeling for CFD*, DCW Industries Inc.

[25] Jakirlic, S., Kavelilil, G., Kornhaas, M., Schafer, M., Sternel, D.C. and Tropea, C. (2010), Numerical and physical aspects in LES and hybrid LES/RANS of turbulent flow separation in a 3-D diffuser, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, no. 31, pp. 820-832.

[26] Makaryants, G.M., Gafurov, S.A., Zubrilin, I.A., Kruchkov, A.N., Prokofiev, A.B. and Shakhmatov, E.V. (2013), Design methodology of hydrodynamic noise silencer, 20th International Congress on Sound and Vibration, ICSV, no. 3, pp. 2531-2536.

## VORTEX PULSATION SIMULATION OF A PIPING NOISE DAMPENER

**Kirill A. Romanov,  
Georgy V. Makaryants**

Samara National Research University  
34, Moskovskoe shosse, Samara,  
443086, Russian Federation  
[romanov.kirill.94@mail.ru](mailto:romanov.kirill.94@mail.ru)

*This paper presents a research on dynamic characteristics of an internal pipe noise dampener. The study covers an investigation of vortex pulsations within a pipe system after the dampener. For this purpose, the numerical technique of estimation of hydrodynamic noise after the dampener diffuser has been developed. This technique is based on LES turbulence model. The obtained numerical data illustrates the inherent hydrodynamic noise level in the dampener diffuser. This noise level allows us to estimate background noise condition of the piping in which dampeners are used. The numerical results are verified by experimental data which confirm the adequacy of the developed model at the low frequency range.*

**Key words:** Noise dampener; vortex pulsations; acoustic oscillations; numerical simulation.

## References

- [1] Jialin, T., Changfu, Y., Lin, Y., Chunming, W., Gang, L. and Zhi, Y. (2016), The vibration analysis model of pipeline under the action of gas pressure pulsation coupling, *Engineering Failure Analysis*, no. 66, pp. 328–340.
- [2] Dequand, S., van Lier, L., Hirschberg, A. and Huijnen, J. (2002), Aeroacoustic response of diffusers and bends: comparison of experiments with quasi-steady incompressible flow models, *Journal of Fluids and Structures*, no. 16 (7), pp. 957–969.
- [3] Musaakhunova, L.F., Igolkin, A.A. and Shabanov, K.Y. (2015), The vibroacoustic characteristics research of the gas pipeline, *Procedia Engineering*, no. 106, pp. 316-324. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.06.041.
- [4] Igolkin, A.A., Musaakhunova, L.F. and Shabanov, K.Y. (2015), Method development of the vibroacoustic characteristics calculation of the gas distribution stations elements, *Procedia Engineering*, no. 106, pp. 309-315. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.06.040.
- [5] Kårekull, O., Efraimsson, G. and Åbom, M. (2014), Prediction model of flow duct constriction noise, *Applied Acoustics*, no. 82, pp. 45-52. DOI: 10.1016/j.apacoust.2014.03.001.
- [6] Lam, G.C.Y., Leung, R.C.K. and Tang, S.K. (2014), Aeroacoustics of duct junction flows merging at different angles, *Journal of Sound and Vibration*, no. 333 (18), pp. 4187-4202. DOI: 10.1016/j.jsv.2014.04.045.
- [7] Gafurov, S., Rodionov, L. and Makaryants, G. (2016), Simulation of gear pump noise generation, *9th FPNI Ph.D. Symposium on Fluid Power, FPNI 2016*. DOI: 10.1115/FPNI2016-1531.
- [8] Rodionov, L. and Rekadze, P. (2015), Exploration of acoustic characteristics of gear pumps with polymeric pinion shafts, *Procedia Engineering*, no. 106, pp. 36-45. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.06.006.
- [9] Shorin, V. P. and Sanchugov, V.I. (1978), On estimating the operating efficiency of suppressors of liquid pulsations, which contain resonant loops in their structure, *Power Engineering, New York, N.Y.*, no. 16 (2), pp. 113-120.
- [10] Ermilov, M.A., Kryuchkov, A.N., Balyaba, M.V. and Shabanov, K.Y. (2015), Development of a Pressure Pulsation Damper for Gas Pressure Regulators with Account of Operation Parameters, *Procedia Engineering*, no. 106, pp. 277-283. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.06.036.
- [11] Ermilov, M.A., Balyaba, M.V., Kryuchkov, A.N., Shabanov, K.Y. (2015), The experimental development of the pulsation damper in a gas reduction line, *22nd International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2015*.
- [12] Golovin, A.N. and Shorin, V.P. (1982), Designing fluid-oscillation dampers, *Power Engineering (New York)*, no. 20 (4), pp. 132-138.
- [13] Singh, N.K. and Rubini, P.A. (2015), Large eddy simulation of acoustic pulse propagation and turbulent flow interaction in expansion mufflers, *Applied Acoustics*, no. 98, pp. 6-19. DOI: 10.1016/j.apacoust.2015.04.015.
- [14] Xiwen, D. (2016), Vortex convection in the flow-excited Helmholtz resonator, *Journal of Sound and Vibration*, no. 370, pp. 82–93.

- [15] McDonald, A.T. and Fox, R.W. (1966), An experimental investigation of incompressible flow in conical diffusers, *International Journal of Mechanical Sciences*, no. 8(2), pp. 125-130, IN5-IN6, 131-139.
- [16] Kwong, A.H.M. and Dowling, A.P. (1994), Unsteady flow in diffusers, *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, no. 116 (4), pp. 842-847.
- [17] Gloerfelt, X. and Lafon, P. (2008), Direct computation of the noise induced by a turbulent flow through a diaphragm in a duct at low mach number, *Computers and Fluids*, no. 37(4), pp. 388-401. DOI: 10.1016/j.compfluid.2007.02.004.
- [18] Menter, F.R and Sankar, S. (1994), Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *AIAA Journal*, no. 32 (8), pp. 1598-1605.
- [19] Nicoud, F. and Ducros, F. (1999), Subgrid-scale stress modelling based on the square of the velocity gradient tensor, *Flow, Turbulence and Combustion*, no. 62 (3), pp. 183-200. DOI: 10.1023/A:1009995426001.
- [20] Pope, S. (2000), *Turbulent Flows*, Cambridge: Cambridge Univ. Press.
- [21] Smol'yakov, A.V. (2001), Noise of a turbulent boundary layer flow over smooth and rough plates at low mach numbers, *Acoustical Physics*, no. 47(2), pp. 218-225. DOI: 10.1134/1.1355808.
- [22] Gullman-Strand, J., Tornblom, O., Lindgren, B., Amberg, G. and Johansson, A.V. (2004), Numerical and experimental study of separated flow in a plane asymmetric diffuser, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, no. 25, pp. 451-460.
- [23] Wallin, S. and Johansson, A.V. (2000), An explicit algebraic Reynolds stress model for incompressible and compressible turbulent flows, *Journal of Fluid Mechanics*, no. 403, pp. 89-132.
- [24] Wilcox, D.C. (1993), *Turbulence Modeling for CFD*, DCW Industries Inc.
- [25] Jakirlic, S., Kadavelil, G., Kornhaas, M., Schafer, M., Sternel, D.C. and Tropea, C. (2010), Numerical and physical aspects in LES and hybrid LES/RANS of turbulent flow separation in a 3-D diffuser, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, no. 31, pp. 820-832.
- [26] Makaryants, G.M., Gafurov, S.A., Zubrilin, I.A., Kruchkov, A.N., Prokofiev, A.B. and Shakhmatov, E.V. (2013), Design methodology of hydrodynamic noise silencer, *20th International Congress on Sound and Vibration 2013, ICSV 2013*, no. 3, pp. 2531-2536.

**МЕТОДИКА РАЗРАБОТКИ ГАСИТЕЛЯ ПУЛЬСАЦИЙ ДЛЯ РЕГУЛЯТОРОВ ДАВЛЕНИЯ**

**А. Н. Крючков,  
М. В. Баляба,  
М. А. Ермилов,**

Самарский национальный  
исследовательский университет  
имени академика С. П. Королёва  
Московское шоссе, 34,  
г. Самара, Российская Федерация,  
443086  
bmw-surgut@yandex.ru

**К. Ю. Шабанов**

ООО “Газпром трансгаз Самара” ул.  
Ново-Садовая, д. 106 А, строение 1, г.  
Самара, Российская Федерация,  
443086

*В основе предложенной методики лежит принцип ступенчатого дросселирования совместно с выравниванием и успокоением выходного потока, а также устранением газодинамических автоколебательных режимов работы регулятора. В соответствии с проведённым анализом средств подавления колебаний, а также установленной закономерностью возникновения автоколебаний, предложен комбинированный гаситель пульсаций, выполняющий следующие функции: устранение газодинамических автоколебаний, снижение пульсаций давления в источнике за счёт уменьшения перепада давления, ступенчатое дросселирование с пониженной скоростью потока, стабилизация выходного потока. Отличительной особенностью методики является сочетание экспериментальных зависимостей с численным моделированием собственных форм и газодинамических процессов, протекающих в регуляторе и гасителе пульсаций давления. В качестве исходных данных для проектирования гасителя назначается его требуемая эффективность при обеспечении заданных режимов работы газораспределительной станции и установленных ограничений по габаритам и гидравлическому сопротивлению. Методика позволяет обеспечить значительное уменьшение гасителем широкополосных пульсаций давления и вибраций за счёт рационального и предельно допустимого по условиям эксплуатации распределения перепадов давлений на регуляторе и гасителе, при которых реализуется близкая к минимальной общей колебательная мощность регулятора и гасителя.*

**Ключевые слова:** газотранспортные системы, регулятор давления, степень понижения давления, перепад давления, пульсации давления, шум, гаситель.

**1 Введение**

Работа регулирующей арматуры газовых магистралей сопровождается интенсивными вибрациям трубопроводов и внешним шумом. Allen Fagerlund, Denis G. Karczub и Tucker Martin в своей работе [1] отмечают, что трубопроводная арматура является потенциальным источником широкополосных и тональных динамических нагрузок высокого уровня. В целях снижения этих нагрузок используются гасители пульсаций давления (ГПД), устанавливаемые за регуляторами или встраиваемые в них. В настоящей статье рассмотрены вопросы проектирования эффективных ГПД, устраняющих

газодинамические автоколебания и снижающих широкополосные составляющие спектра виброакустических параметров. Вопросы устранения газодинамических автоколебаний подробно рассмотрены авторами в работе [2].

Важным фактором, от которого зависит эффективность ГПД, является корректное распределение перепадов давления между регулятором и гасителем [3]. При работе газораспределительной станции (ГРС) на постоянном режиме (характеризуемым входным и выходным давлениями, а также расходом газа), чем больше срабатывается общий перепад давления на гасителе, тем меньше реализуется перепад на регуляторе, а

значит, меньше его колебательная (или акустическая) мощность. Однако при этом возрастает собственный шум гасителя, а также увеличивается вероятность потери работоспособности регулятора вследствие его полного открытия и посадки регулирующего органа «на упор». Поэтому при разработке ГПД необходимо обеспечить такое распределение перепадов давления на регуляторе и гасителе, чтобы их общая колебательная мощность была бы наименьшей при сохранении работоспособности регулятора.

## 2 Теоретические исследования

Скорость течения газа в дросселирующих элементах определяется степенью понижения давления  $\beta$ . Известно, что мощность выходной струи регулятора как источника колебаний, прежде всего, связана с её скоростью, которая, в свою очередь, определяется степенью понижения давления  $v_i = f(\beta_i)$ , где  $\beta_i = P_{\text{вых}}/P_{\text{вх}}$ , т. е. согласно формуле Сен-Венана [4, 5]:

$$v_i = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot R \cdot T_{\text{вх}} \cdot \left(1 - \beta_i^{\frac{k-1}{k}}\right)} = f(\beta_i), \quad (1)$$

$$\text{т.к. } \frac{2k}{k-1} \cdot R \cdot T_{\text{вх}} \approx \text{const}$$

Исходя из вышесказанного, выбор значений  $\beta$  для регулятора ( $\beta_{\text{рег}}$ ), а также ступеней гасителя ( $\beta_i$ ) представляет собой важный этап проектирования ГПД.

В целях рационального распределения перепадов давления на регуляторе и гасителе, определяемых значениями  $\beta_{\text{рег}}$  и  $\beta_{\text{ГПД}}$ , производится расчет зависимости уровня пульсаций давления на выходе регулятора от  $\beta_{\text{рег}} - L_{\text{рег}}(\beta_{\text{рег}})$  по стандарту ANSI/ISA-S75.17-1989 [6]. Выбор данной методики обусловлен тем, что в ней учитываются многие факторы течения газов в регуляторах, в т.ч. изменение режимов течения и их связь с акустическими характеристиками. Согласно указанной

методике определения  $L_{\text{рег}}(\beta_{\text{рег}})$  рассчитываются следующие основные параметры:

1. Колебательная мощность дросселирующего элемента (регулятора)

$$W_a = \eta_a \cdot W_{\text{мех}}, \quad (2)$$

где  $W_{\text{мех}}$  – механическая мощность струи, Вт;  $\eta_a$  – акустический КПД.

2. Акустический КПД

$$\eta_a = 10^{-4} \cdot M_i^{3.6 \dots 6.6}, \quad (3)$$

где  $M_i$  – число Маха.

3. Уровень пульсаций давления за регулятором

$$L_{\text{рег}} = 10 \cdot \lg \left( C \cdot W_a \cdot \rho \cdot a_{\text{зв}} \cdot D_{\text{тр}}^{-2} \right), \quad (4)$$

где  $C$  – численная константа,  $8 \cdot 10^8$ ;  $W_a$  – колебательная мощность, Вт;  $\rho$  – плотность среды,  $\text{кг/м}^3$ ;  $a_{\text{зв}}$  – скорость звука в среде, м/с;  $D_{\text{тр}}$  – диаметр трубопровода, мм.

Определение зависимости  $L_{\text{рег}}(\beta_{\text{рег}})$  производится при постоянном входном давлении  $P_{\text{вх}}$  и массовом расходе  $G$ . Зависимость  $L_{\text{рег}}(\beta_{\text{рег}})$  показана на рисунке 1.

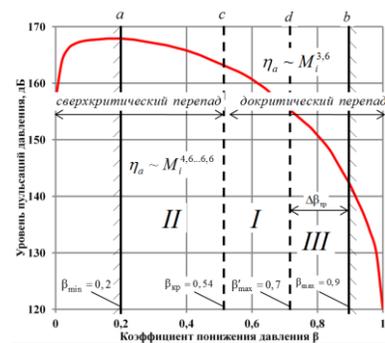


Рисунок 1. Зависимость  $L_{\text{рег}}(\beta_{\text{рег}})$  с зонами значений  $\beta_{\text{рег}}$ :

I – зона невыгоднейшего значения  $\beta_{\text{рег}}$ ; II – зона допустимого значения  $\beta_{\text{рег}}$  при критическом перепаде на регуляторе; III – зона допустимого значения  $\beta_{\text{рег}}$  при малом запасе пропускной способности

Из рисунка 1 видно, что функция  $L_{рег}(\beta_{рег})$  имеет максимум при  $\beta_{рег} \approx 0,2$  и в основном диапазоне изменения  $\beta_{рег}$  от 0,2 до 1 является убывающей вследствие снижения скорости согласно формуле 1. Выбор границ допустимых значений связан с величинами  $\beta_{min}$ , определяемой по максимальному уровню пульсаций давления  $L_{рег}^{max}$  и  $\beta_{max}$ , определяемой минимальным перепадом на регуляторе при потере его работоспособности. Работоспособность регулятора утрачивается при посадке его регулирующего органа на упор при полном открытии. Регулятор в этом случае начинает работать как нерегулируемое гидравлическое сопротивление. Согласно отраслевым нормативным документам, необходимо обеспечить минимальный перепад на регуляторе в размере 10% от входного давления, что соответствует  $\beta_{рег} \approx 0,9$ . Таким образом, верхней границей рабочего диапазона является величина  $\beta_{max} = 0,9$ . Поэтому, рабочий диапазон изменения  $\beta_{рег}$  составляет [ $\beta_{min}$  (максимальные пульсации давления);  $\beta_{max}$  (работоспособность)] или в числовом выражении от 0,2 до 0,9 (прямые а и б на рисунке 1). Однако в таком широком диапазоне изменения  $\beta_{рег}$  следует выделить зону наиболее рациональных значений  $\beta_{рег}$  (зона I на рисунке 1).левой границей такой зоны является  $(\beta_{рег})_{кр}$ , соответствующая критическому перепаду на регулирующем органе, при котором скорость в его дозирующем сечении достигает скорости звука. Для метана  $\beta_{кр} = 0,54$  (прямая с на рисунке 1). Правой границей зоны I является прямая d, соответствующая  $\beta_{max}$  при этом учитывается запас  $\Delta\beta_{тр}$ , связанный с возможным засорением дросселирующих шайб гасителя, а также увеличением производительности (расхода) ГРС. В целях безопасной эксплуатации ГРС и возможности повышения их производительности без замены гасителя предлагается выбирать запас  $\Delta\beta_{тр} = 0,2$ . Тогда весь возможный диапазон изменения  $\beta_{рег}$  можно разбить на зону наивыгоднейших параметров регулятора и

гасителя ( $\beta_{кр}$ ;  $\beta_{max}$ ), зоны допустимых параметров при сверхкритическом перепаде давления на регуляторе II и малом запасе пропускной способности III.

Таким образом, необходимо выбирать  $\beta_{рег}$  из зоны I в диапазоне 0,54...0,7. В случае, когда требуется весьма высокая эффективность гасителя, возможен выбор  $\beta_{рег}$  из зоны III, однако это требует дополнительного периодического контроля ГПД при его эксплуатации, особенно при наличии загрязнений в транспортируемом газе. Выбор  $\beta_{рег}$  из диапазона значений, определяемых зоной II, может быть обоснован относительно невысокими требованиями к эффективности ГПД, жесткими габаритными ограничениями на его размещение в трубопроводной обвязке ГРС, а также наличием существенных загрязнений в перекачиваемом газе.

На рисунке 2 схематично показаны основные элементы линии редуцирования ГРС – регулятор и гаситель, а также параметры, характеризующие степень редуцирования газа на регуляторе и гасителе –  $\beta_{рег} = P_{рег}/P_{вх}$  и  $\beta_{ГПД} = P_{вых}/P_{рег}$ .

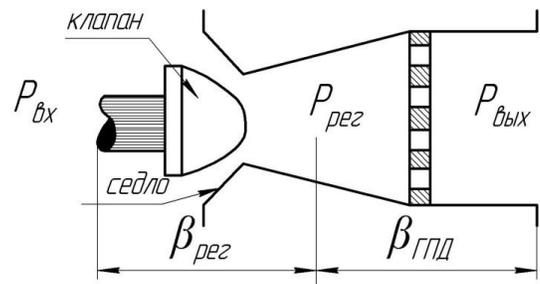


Рисунок 2. Схематичное представление параметров редуцирования газа на ГРС при установленном ГПД, условно показанным в виде одной дроссельной шайбы:

$P_{вх}$ ,  $P_{рег}$ ,  $P_{вых}$  – давление газа на входе в ГРС, за регулятором и на выходе ГРС соответственно

Тогда введем отношение выходного и входного давления для станции в целом  $\beta_{ГРС} = P_{вых}/P_{вх} = \beta_{рег} \cdot \beta_{ГПД}$ . Ввиду того, что давление на входе и выходе ГРС имеет свои предельные значения, составляющие [7, 8]:

– для входного давления  $P_{вх}=5,4\dots7,5$  МПа;

– для выходного давления  $P_{вых}=0,6\dots1,2$  МПа, определим пределы изменения параметра  $\beta_{ГРС}$ :

$$(\beta_{ГРС})_{\min} = (P_{вых})_{\min} / (P_{вх})_{\max} = 0,6 / 7,5 = 0,08; \quad (5)$$

$$(\beta_{ГРС})_{\max} = (P_{вых})_{\max} / (P_{вх})_{\min} = 1,2 / 5,4 = 0,22 \quad (6)$$

При известных величинах  $\beta_{ГРС}$  и  $\beta_{рег}$  определяем требуемые значения  $\beta_{ГПД}$  по очевидному выражению  $\beta_{ГПД} = \beta_{ГРС} / \beta_{рег}$ . В таблице 1 показаны значения  $\beta_{ГПД}$ , необходимые для реализации вышеуказанных на рисунке 1 зон работы регулятора при минимальном и максимальном значении  $\beta_{ГРС}$ .

Таблица 1. - Диапазоны изменения параметров  $\beta_{рег}$  и  $\beta_{ГПД}$  при наибольших (при  $(\beta_{ГРС})_{\min}$ ) и наименьших (при  $(\beta_{ГРС})_{\max}$ ) перепадах давления на ГРС

| Зоны работы регулятора                          | $\beta_{рег}$ | $\beta_{ГПД}$ при $(\beta_{ГРС})_{\min}$ | $\beta_{ГПД}$ при $(\beta_{ГРС})_{\max}$ | Полный диапазон $\beta_{ГПД}$ |
|---|---------------|--|--|-------------------------------|
| Наивыгоднейших значений $\beta_{рег}$ (зона I)  | 0,54          | 0,11                                     | 0,31...                                  | 0,11                          |
|   | ...           | ...                                      | 0,41                                     | ...                           |
|   | 0,7           | 0,15                                     |  | 0,41                          |
| Критического перепада (зона II)                 | 0,2           | 0,15                                     | 0,41                                     | 0,15                          |
|   | ...           | ...                                      | ...                                      | ...                           |
|   | 0,54          | 0,4                                      | 1  | 1                             |
| Малого запаса пропускной способности (зона III) | 0,7           | 0,09                                     | 0,24                                     | 0,09                          |
|   | ...           | ...                                      | ...                                      | ...                           |
|   | 0,9           | 0,11                                     | 0,31                                     | 0,31                          |

Из таблицы 1 видно, что практически для всех зон работы регулятора и при всех возможных сочетаниях  $\beta_{рег}$ ,  $(\beta_{ГРС})_{\min}$  и  $(\beta_{ГРС})_{\max}$  величины  $\beta_{ГПД}$  значительно меньше  $\beta_{рег}$ . Это говорит о том, что на гасителе требуется реализация значительных перепадов давления, превышающих критические значения, что требует использования нескольких последовательно установленных дроссельных шайб. Исходя из физического представления о

том, что все дроссельные шайбы являются одновременно и генераторами турбулентных пульсаций давления и их подавителями (в смысле поглотителями пульсаций давления от шайб, расположенных выше по потоку и регулятора давления), оптимально разработанный гаситель будет вместе с регулятором представлять систему, которая возбуждает минимум колебательной мощности. Количество шайб гасителя при этом определяется экспериментально [9], исходя из требуемой его динамической эффективности  $\Delta L_{тр}$  и габаритно-массовым ограничениям.

Для корректного проектирования ГПД, представляющего ряд последовательно установленных шайб, необходимо распределить перепад давления между ними, используя также параметр отношения давлений на выходе и входе отдельной шайбы  $\beta$ .

### 3 Распределение перепада давления между ступенями ГПД

В соответствие с предложенной в [10] обобщенной структурной схемой гасителя предполагается разделение всех дросселирующих ступеней гасителя на подпорные и выравнивающие. Подпорные ступени перераспределяют основную часть перепада давления на системе «регулятор-ГПД» и тем самым, снижают акустическую мощность источника колебаний – выходной струи регулятора. Они характеризуются постоянной величиной  $\beta_{подп}$  в целях обеспечения постоянной скорости в ступенях. Выравнивающие ступени характеризуются меньшими перепадами давления, меньшими скоростями, а значит, большими постоянными значениями  $\beta_{выр}$ .

Расчетная схема дросселирующих ступеней ГПД с условным обозначением величин отношений давлений  $\beta_{подп}$  на подпорной ступени, выравнивающей ступени  $\beta_{выр}$  и

струевыпрямителе  $\beta_{стр}$  представлена на рисунке 3.

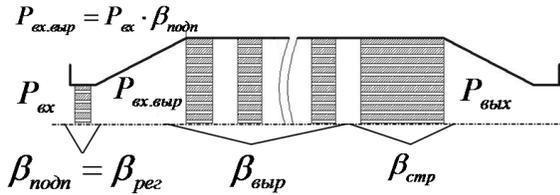


Рисунок 3. Расчетная схема дросселирующих ступеней ГПД с соответствующими значениями  $\beta$

Экспериментальными исследованиями акустической эффективности подпорной шайбы (рисунок 4), выполненными на стендовой установке Самарского университета [11], установлено, что наибольшее снижение пульсаций давления и шума соответствуют случаю, когда  $\beta_{рег} = \beta_{подп}$  (рисунок 5). Исходя из этого, а также принимая количество подпорных шайб, равное двум, получаем очевидные соотношения для выбора количества выравнивающих шайб. Параметры струевыпрямителя выбираются такими, чтобы обеспечивались минимально возможные числа Рейнольдса в его узких каналах для стабилизации потока. В этих целях перепад давления на струевыпрямителе выбирается не более 0,01 МПа.

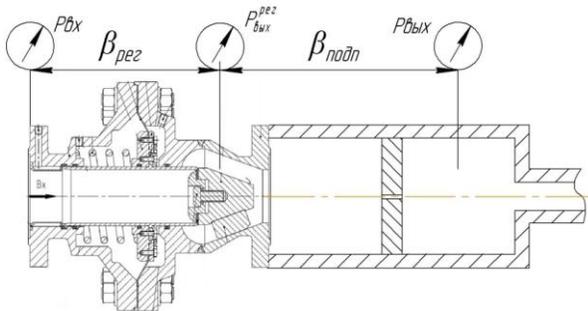


Рисунок 4. Схема экспериментального определения эффективности подпорной шайбы при различных распределениях перепадов давления на регуляторе и шайбе и соответствующих величинах  $\beta_{рег}$  и  $\beta_{подп}$

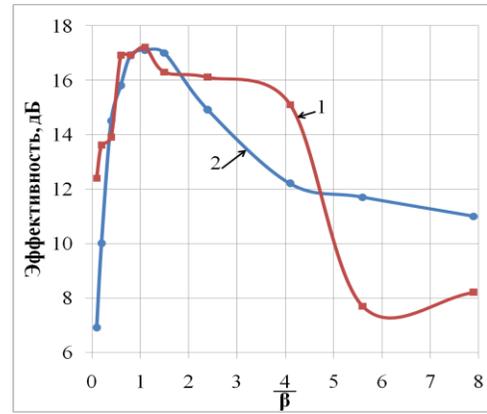


Рисунок 5. Экспериментальная зависимость эффективности подпорной шайбы по пульсациям давления (1) и шуму (2) от относительного значения  $\beta$ , равного отношению  $\beta_{подп}$  к  $\beta_{рег}$

Таким образом, параметры  $\beta$  дроссельных шайб выбираются из условий:

1. Для подпорных (2 шт):

$$\beta_{подп} = \beta_{рег} = 0,54...0,7 - \text{из зоны I рисунка 1;}$$

$$\beta_{кр} < \beta_{рег} < \beta'_{\max}.$$

2. Для выравнивающих («n-2» шт):

$$\beta_{выпр} = \left( \frac{\beta_{ГРС}}{\beta_{рег} \cdot \beta_{подп}^2} \right)^{\frac{1}{n-2}},$$

$$\text{где } \beta_{ГРС} = \frac{P_{вых}}{P_{вх}} = \beta_{рег} \cdot \beta_{подп}^2 \cdot \beta_{выпр}^{n-2} \cdot \beta_{стр}.$$

3. Для струевыпрямителя:

$$\beta_{стр} = 0,97...0,99; (\Delta P_{стр} \approx 0,1 \text{ МПа}).$$

Выбор и уточнение величины  $\beta_{выпр}$  производится из следующих соображений:

1. Необходимость обеспечения относительно невысокой скорости потока в отверстиях шайб – не выше 150...200% от скорости потока в выходном трубопроводе, для чего необходимо увеличить  $\beta_{выпр}$  до 0,95 и выше;

2. Слишком высокие значения  $\beta_{выпр}$  приведут к снижению их воздействия на поток газа и на их демпфирующие пульсации потока свойства, а также на выравнивающие поток способности [12]. Поэтому рекомендуется

выбираться значения  $\beta_{выр}$  в диапазоне 0,88...0,92.

Отметим, что данная методика применима при числе шайб более 5, так как при малом числе шайб и невысоком значении  $\beta_{ГРС}$  невозможно обеспечить величины  $\beta_{подп}=0,54...0,7$  и  $\beta_{выр}=0,88...0,92$ .

#### 4 Определение геометрических параметров ГПД

Расчетная схема комбинированного ГПД с его основными геометрическими параметрами представлена на рисунке 6.

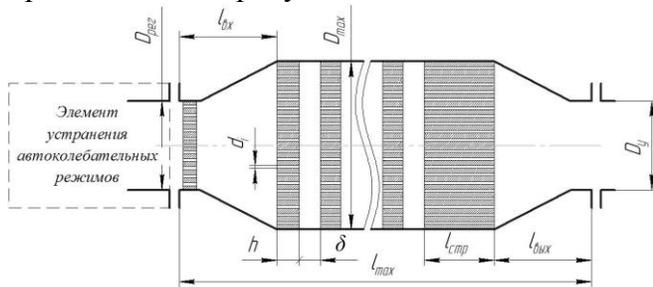


Рисунок 6. Расчетная схема ГПД с характерными геометрическими размерами

Определение данных параметров производится по следующему алгоритму. По известным степеням понижения давления на каждой дроссельной шайбе  $\beta_i$ , определяют её геометрические параметры, в т.ч. площадь проходного сечения  $F_i$  и количества отверстий  $m_i$  в шайбах по формуле Сен-Венана [5]:

$$F_i = \frac{G}{\mu_i \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot P_i \cdot \rho_i \cdot \left( \beta_i^{\frac{2}{k}} - \beta_i^{\frac{k+1}{k}} \right)}}, \quad (7)$$

где  $G$  – массовый расход газа, кг/с;  $\mu$  – коэффициент расхода;  $k$  – коэффициент адиабаты для газа;  $P_i$  – давление на входе в шайбу, МПа;  $\rho_i$  – плотность газа, кг/м<sup>3</sup>;  $\beta_i$  – степень понижения давления.

Диаметр отверстий шайб выбирается минимально допустимым из условий эксплуатации при возможном загрязнении транспортируемого газа  $d_{min}$ . По нему выбирается толщина шайбы  $h_i$ , расстояние

между ними  $\delta_i$ , а также длина струевыпрямителя  $l_{спр}$ .

Предварительное количество отверстий в шайбах определяется по формуле 7. Далее с помощью численного расчёта производится уточнение газодинамических параметров.

Расстояние между шайбами  $\delta_i$  выбирается из обеспечения, с одной стороны, требуемого гидравлического сопротивления ГПД ( $\delta_i \geq 2d_{min}$ ) и с другой стороны, компактности ступени  $\delta_i < 2d_{min}$ . Толщина шайбы  $h_i$  определяется по условиям прочности и величине перепада давления  $h_i \geq 3d_{min}$ .

Длина струевыпрямителя определяется в целях выравнивания и стабилизации потока, которая достигается при его длине 10 калибров, т. е.  $l_{спр} \approx 10d_{min}$  [12].

С учётом переходных участков, связанных с диаметром  $D_{max}$ , необходимым для размещения необходимого количества отверстий  $m_i$ , максимальное возможное количество дроссельных шайб определяется по формуле 8, исходя из габаритных ограничений (рисунок 6).

$$n_{max} \leq \frac{l_{max} - l_{спр} - (l_{вх} + l_{вых})}{\delta + h}, \quad (8)$$

где  $l_{max}$  – максимально возможная длина ГПД;  $l_{спр}$  – длина струевыпрямителя;  $l_{вх}$  – длина входной части ГПД;  $l_{вых}$  – длина выходной части ГПД;  $\delta$  – расстояние между дроссельными шайбами;  $h$  – толщина дроссельной шайбы.

Согласно предложенной методике выполнено проектирование опытного образца ГПД для регулятора давления РДУ–80–02 для расхода  $G=2,2$  кг/с;  $P_{вх}=4,6$  МПа;  $P_{вых}=0,6$  МПа;  $l_{max}=0,5$  м;  $\Delta L_{тр} \geq 22$  дБ(А).

Общее количество шайб (8 шт.) выбиралось согласно габаритно-массовым ограничениям  $l_{max}=0,5$  м. Разбивка общего перепада давления с  $P_{вх}=4,6$  МПа до  $P_{вых}=0,6$  МПа между регулятором и ступенями гасителя согласно изложенной методике производится в соответствии со следующими величинами  $\beta$ :

$\beta_{рег}=0,63$ ,  $\beta_{подп}=0,63$  (2 шайбы) и  $\beta_{выр}=0,91$  (6 шайб).

Поле разбивки общего перепада давления по ступеням определяются требуемые площади проходных сечений по формуле Сен-Венана (7), а также количество отверстий в ступенях, задавшись диаметром отверстия в них, исходя из минимально допустимого значения (с точки зрения загрязнения и закупоривания).

Газодинамические параметры ГПД уточняются в результате численного моделирования в программе ANSYS FLUENT [13].

В итоге с помощью полученной методики был спроектирован опытный образец гасителя пульсаций давления, который включает в себя элемент устранения автоколебательных режимов, две подпорные шайбы, шесть шайб выравнивающей ступени, а также струевыпрямитель (рисунок 7). Эффективность данного ГПД по шумоглушению составила 28 дБ(А) (рисунок 8).

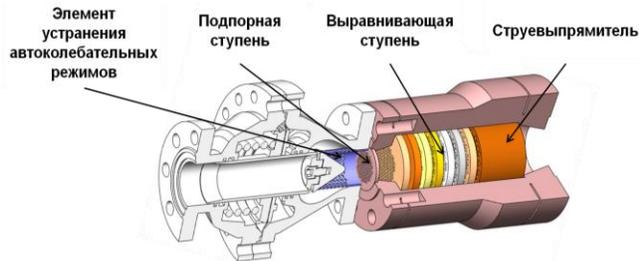


Рисунок 7. Внешний вид и конструктивная схема ГПД в сборе с регулятором

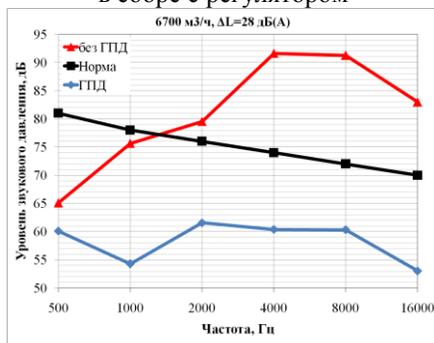


Рисунок 8. Сравнение допустимых и измеренных уровней шума в зале редуцирования ГРС

## 5 Заключение

1. Предложен алгоритм выбора рационального распределения перепадов давления как в системе «регулятор-ГПД», так и в системе последовательных дросселирующих ступеней ГПД. Разработанный алгоритм позволяет таким образом распределить общий перепад давлений, чтобы общая колебательная (акустическая) мощность системы была близка к минимальной. Это достигается путем соответствующего выбора степеней понижения давления  $\beta$  на регуляторе и ступенях ГПД.

2. Методика позволяет выбирать диапазоны как наиболее выгодных значений  $\beta_{рег}$  (от 0,54 до 0,7), так и допустимых значений  $\beta_{рег}$  (от 0,2 до 0,9). Экспериментально установлено также, что при  $\beta_{рег}=\beta_{подп}$  реализуется минимальная интенсивность пульсаций давления в системе «регулятор-ГПД». Показано также, что для выравнивающих ступеней ГПД величины  $\beta_{выр}$  должны быть значительно меньше, чем  $\beta_{подп}$ . При проектировании гасителей рекомендовано выбирать следующие значения:

$\beta_{рег}=\beta_{подп}=0,54...0,7$ ;  $\beta_{выр}=0,88...0,92$ .

3. Предложены расчетные зависимости выбора геометрических параметров элементов ГПД в соответствии с полученными значениями  $\beta$ , с учетом режимных параметров ГРС, требуемой эффективности ГПД и его габаритных ограничений.

4. Согласно предложенной методики выполнено проектирование опытного образца ГПД для регулятора давления РДУ-80-02 для расхода  $G=2,2$  кг/с;  $P_{вх}=4,6$  МПа;  $P_{вых}=0,6$  МПа;  $l_{max}=0,5$  м;  $\Delta L_{тр} \geq 22$  дБ(А). Эффективность данного ГПД по шумоглушению составила 28 дБ(А).

## Благодарности

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ.

## Список использованных источников

[1] Fagerlund, A. (2005), Identification and Prediction of Piping System Noise [Text] / Allen Fagerlund, Denis Karczub, Tucker Martin, Noise-Con 2005, Minneapolis, Minnesota, October 17–19.

[2] Balyaba, M.V., Ermilov, M.A. and Kryuchkov, A.N. (2017), Suppression of gas-dynamic self-oscillations in the outflow line of a gas control valve, Paper presented at the Procedia Engineering, vol. 176, pp. 577–585. doi: 10.1016/j.proeng.2017.02.300.

[3] Monsen, J. (2011), Valve Noise Reduction Strategies [Electronic resource] / Jon Monsen // Valin Corporation, July 25: URL: <http://valin.com/index.php/blog/14-fluid-management-311-valve-noise-reduction-strategies>.

[4] Абрамович, Г.Н. Прикладная газовая динамика [Текст] / Г.Н. Абрамович. – М.: Наука, 1976. 888 с.

[5] Дейч, М.Е. Техническая газодинамика [Текст] / М.Е. Дейч. – М.: Энергия, 1974. 592 с.

[6] ANSI/ISA-S75.17-1989. Control Valve Aerodynamic Noise Prediction – Approved 19-06-1991. – USA: ISA, 1989 – ISBN 1-55617-207-9.

[7] Данилов, А.А. Газораспределительные станции [Текст] / А.А. Данилов, А.И. Петров. – СПб.: Недра, 1997. 240 с.

[8] Чайцын, Г.А. Эксплуатация газораспределительных станций магистральных газопроводов [Текст] / Г.А. Чайцын. – М.: Недра, 1971. 168 с.

[9] Ermilov, M.A. (2015), The experimental development of the pulsation damper in a gas reduction line [Electronic resource] / M.A. Ermilov, M.V. Balyaba, A.N. Kryuchkov, K. Yu. Shabanov // ICSV22 / «The 22nd International Congress on Sound and Vibration», Florence (Italy) 12-16 July. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).

[10] Ermilov, M.A., Kryuchkov, A.N., Balyaba, M.V. and Shabanov, K. Yu. (2015), Development of a pressure pulsation damper for gas pressure regulators with account of operation parameters. Paper presented at the Procedia Engineering, vol. 106, pp. 277–283. doi:10.1016/j.proeng.2015.06.036.

[11] Ermilov, M.A. (2015), Test bench for vibroacoustic research of the pneumatic system units and pipe fittings [Electronic resource] / M.A. Ermilov, M.V. Balyaba, A.N. Kryuchkov, K. Yu. Shabanov // ICSV22 / «The 22nd

International Congress on Sound and Vibration», Florence (Italy) 12-16 July. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).

[12] Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст] / Под ред М.О. Штейнберга. – М.: Машиностроение, 1992. 672 с.

[13] FLUENT, A. 6.3. Theory Manual. 2005. Fluent Inc. Central Source Park, 10 Cavendish Court, Lebanon, NH 03766, USA. <http://www.fluent.com>.

## DEVELOPMENT METHODOLOGY FOR A PULSATION DAMPER OF GAS CONTROL VALVES

**Alexander N. Kryuchkov,  
Maxim V. Balyaba,  
Mikhail A. Ermilov**

Samara National Research University  
34, Moskovskoeshosse, Samara,  
443086, Russian Federation  
bmw-surgut@yandex.ru

**Konstantin Y. Shabanov**

Gazprom transgas Samara LLC,  
Novo-Sadovaya, 106 A, Samara,  
443086, Russian Federation

*The background for the proposed methodology is based on the principle of stage throttling with simultaneous equalizing and stabilizing the outflow, as well as elimination of gas-dynamic self-oscillating modes of the control valve. Having conducted an analysis of suppression and dampening means and according to established patterns of occurrence of self-oscillations we have suggested an integrated pulsations damper performing the following functions: elimination of gas-dynamic self-oscillations, reducing pressure pulsations in the source by reducing pressure drop, stage throttling with a reduced flow rate and outflow stabilization. A distinctive feature of our methodology is combining experimental dependencies with numerical simulation of natural modes and gas-dynamic processes taking place in the control valve and pressure pulsation damper. As initial data for designing the damper we have set its desired efficiency while ensuring specified operating modes of the gas distribution station and specified restrictions on dimensions and hydraulic resistance. The methodology allows for a significant reduction of broadband pressure pulsations and vibration by the damper due to the rational and maximum permissible distribution of pressure differences in the control valve and damper under operating conditions in which the total vibrational power of the control valve and damper is maintained close to the minimum.*

**Keywords:** gas pipeline system, control valve, pressure ratio, pressure drop, pressure pulsations, noise, damper.

## References

- [1] A. Fagerlund, D. Karczub and T. Martin (2005), Identification and Prediction of Piping System Noise, *Noise-Con*, Minneapolis, Minnesota, 17–19 October.
- [2] Balyaba, M.V., Ermilov, M.A. and Kryuchkov, A.N. (2017), Suppression of gas-dynamic self-oscillations in the outflow line of a gas control valve. Paper presented at the Procedia Engineering, vol. 176, pp. 577–585. doi: 10.1016/j.proeng.2017.02.300.
- [3] J. Monsen, (2011), Valve Noise Reduction Strategies, *Valin Corporation*, 25 July.
- [4] G.N. Abramovich (1976), Applied gas dynamics, *Nauka*, Moscow, 888 p.
- [5] M.E. Deich (1974), Technical gas dynamics, *Energia*, Moscow, 592 p.
- [6] ANSI/ISA-S75.17-1989, Control Valve Aerodynamic Noise Prediction – Approved 19-06-1991, USA: ISA, 1989, ISBN 1-55617-207-9.
- [7] A.A. Danilov and A.I. Petrov (1997), Gas distribution stations, *Nedra*, St. Petersburg, 240 p.
- [8] G.A. Chaytsyn (1971), Operation of gas distribution stations of major gas pipelines, *Nedra*, Moscow, 168 p.
- [9] M.A. Ermilov, M.V. Balyaba, A.N. Kryuchkov, K.Y. Shabanov (2015), The experimental development of the pulsation damper in a gas reduction line, *The 22nd International Congress on Sound and Vibration (ICSV22)*, Florence, Italy, 12-16 July.
- [9] Ermilov, M.A., Kryuchkov, A.N., Balyaba, M.V., and Shabanov, K.Yu. (2015), Development of a pressure pulsation damper for gas pressure regulators with account of operation parameters. Paper presented at the Procedia Engineering, vol. 106, pp.277–283. doi:10.1016/j.proeng.2015.06.036.
- [10] M.A. Ermilov, M.V. Balyaba, A.N. Kryuchkov and K.Y. Shabanov (2015), Test bench for vibroacoustic research of the pneumatic system units and pipe fittings, *The 22nd International Congress on Sound and Vibration (ICSV22)*, Florence, Italy, 12-16 July.
- [11] I.E. Idelchik (1992), Manual for hydraulic resistance cases, *Machinostoenie*, Moscow, 672 p.
- [12] FLUENT, A. 6.3, Theory Manual, Fluent Inc. Central Source Park, 10 Cavendish Court, Lebanon, NH 03766, USA, 2005, <http://www.fluent.com>.

## КРЕСТООБРАЗНАЯ СТРУКТУРА СЕЧЕНИЯ ЛАЗЕРНОГО ПУЧКА ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ РАССТОЯНИЯ И ОРИЕНТАЦИИ МАНИПУЛЯТОРА РОБОТА

**В.Н. Гришанов**

Самарский национальный  
исследовательский университет  
имени академика С. П. Королёва  
(Самарский университет)  
Московское шоссе, 34  
г. Самара, Россия,  
443086  
[vladgrishanov@yandex.ru](mailto:vladgrishanov@yandex.ru)

*Для автономного измерения расстояния манипулятора робота или робота в целом и его ориентации относительно некоторой базовой поверхности предлагается использовать оптико-электронную систему, состоящую из телекамеры и лазерного модуля на базе полупроводникового лазера с оптикой, формирующей крестообразную структуру поперечного сечения пучка излучения. При этом точку пересечения линий, формируемых на поверхности изделия структурированным в крест лазерным пучком, можно использовать для измерения расстояний, а угловые координаты линий – для измерения ориентации манипулятора относительно измерительной системы. Крестообразная структура лазерного пучка позволяет измерить два угла Эйлера, характеризующие угловое положение твёрдого тела в пространстве, – угол прецессии и угол нутации. Углы Эйлера измеряются по положению пересекающихся прямых – следов пересечения лазерных плоскостей с плоской поверхностью твёрдого тела. Были получены выражения, связывающие положения прямых в поле зрения телекамеры с углами прецессии и нутации. Структурированные лазерные пучки крестообразной формы и полученные результаты могут быть использованы при проектировании и оптимизации оптико-электронных систем позиционирования и ориентации космических аппаратов и исследовании пространственных форм колебаний конструкций.*

***Ключевые слова:** лазер, робот, манипулятор, бесконтактные дистанционные измерения, расстояние, ориентация, углы Эйлера.*

### 1 Введение

Разработчиками оптоэлектронной техники представлен широкий спектр надёжных модулей на базе полупроводниковых лазеров, которые могут с успехом использоваться в качестве источников излучения в системах дистанционного бесконтактного измерения геометрических и кинематических параметров изделий.

Встроенная в лазерные модули с полупроводниковыми лазерами оптика способна формировать различные структуры распределения плотности мощности в поперечном сечении лазерного пучка: круг, точку с дополнительной дифракционной окружностью, линию, крестообразную, причём в двух последних случаях изготовитель гарантирует изгиб (отклонение от прямой) на дистанции в 10 м не более 1 мм и отклонение от перпендикулярности двух пересекающихся линий не более 1 угловой минуты. При необходимости, для прецизионных измерений стабильная

отсчётная база, независящая от температурных девиаций оси диаграммы направленности лазера, достигается использованием внешних по отношению к лазеру оптических элементов, формирующих структуру поперечного сечения пучка [1].

Для измерения кинематических и геометрических параметров чаще всего выбирают модули, генерирующие в видимом диапазоне, что удобно для настройки системы и визуального контроля её работоспособности, хотя предлагаются и ИК-модули со схожими структурами поперечного сечения пучка. Мощность излучения модулей варьируется от единиц до сотен милливатт. Мощность излучения модулей в совокупности с его когерентностью и спектральной фильтрацией в приёмном канале способны обеспечить высокие значения отношения сигнал/шум, которое и определяет погрешности измерения перемещений с субэлементным пространственным разрешением [2].

Существуют оптические элементы, способные формировать и более сложные фигуры в поперечном сечении пучка. Их называют дифракционными или фазовыми оптическими элементами, а иногда просто фокусаторами [3], но у них конфигурация плотности распределения быстро изменяется с расстоянием, тогда как простые формы распределения воспроизводятся в пределах дистанций, исчисляемых десятками метров.

Особенности крестообразной топологии поперечного сечения лазерного пучка открывают дополнительные метрологические возможности при использовании подобных модулей, например, появляются перспективы совмещения измерения дальности и ориентации. Дальность рассчитывается с помощью простых триангуляционных соотношений по координатам следа лазерного луча на поверхности объекта или его смещению.

## 2 Измерение дальности

Триангуляционный принцип измерения дальности с неструктурированным лазерным пучком описан во многих литературных источниках [4, 5]. Погрешности подобных измерений, обусловленные параметрами анализатора изображений и взаимной ориентацией излучателя и фотоприёмника подробно проанализированы в работе авторов [6].

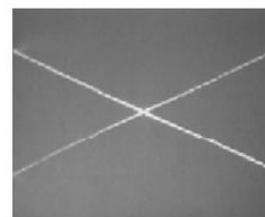
Разница в использовании неструктурированного и крестообразного пучков состоит в процедуре обработки изображений. Для крестообразного пучка в качестве точки, по смещению которой оценивается перемещение участка поверхности, логично выбрать координаты точки пересечения линий, что и обуславливает разницу процедур обработки изображений. В случае простого кругового пучка чаще всего процедура обработки изображений сводится к отысканию координат центра изображения следа пучка на поверхности в том или ином смысле: энергетического центра, медианы распределения, центра гаусс-функции, в то время как для крестообразного пучка, из изображения нужно получить уравнения

линий, например, аппроксимируя их прямыми, и найти точку их пересечения. Понятно, что во втором случае процедура получается более сложной.

С другой стороны видно, что крестообразный пучок способен обеспечить диапазон измерения перемещений существенно больший по сравнению с круговым пучком, т.к. допускает измерение и при выходе точки пересечения линий из поля зрения фотоприёмного устройства (рисунок 1).



а



б

Рисунок 1. Точка пересечения линий-следов: а - в поле зрения; б - за полем зрения матричного фотоприёмника

## 3 Измерение ориентации

Крестообразная структура лазерного пучка позволяет измерить кроме угла скручивания или собственного вращения и два других угла Эйлера, характеризующие угловое положение твёрдого тела в пространстве, – угол прецессии  $\alpha$  и угол нутации  $\beta$ . Их определения даны на рисунке 2.

Углы Эйлера можно измерить по положению пересекающихся прямых – следов пересечения лазерных плоскостей с плоской поверхностью твёрдого тела. При этом угол между линиями-следами наиболее резко начинает меняться при угле прецессии  $\alpha = 45^\circ$ . Это демонстрируется на рисунке 3. На нём представлены цифровые фотографии линий-следов на плоском рассеивающем экране. Эксперимент ставился на просвет. Источником излучения служил лазерный

генератор креста, закреплённый на подвижном по углу  $\beta$  основании. Как видно, для угла нутации  $0^\circ$  следы-линии перпендикулярны друг другу, а при его увеличении до  $58^\circ$  отклонение линий-следов от перпендикулярности становится существенным.

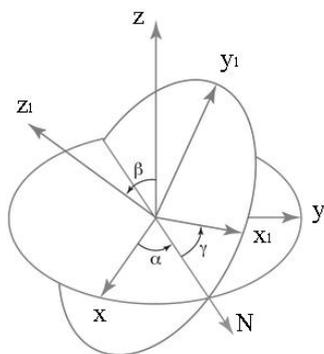


Рисунок 2. Определение углов Эйлера:  $(x, y, z)$  - начальная система координат;  $(x_1, y_1, z_1)$  - конечная система координат;  $N$  - линия узлов;  $\alpha$  - угол прецессии;  $\beta$  - угол нутации;  $\gamma$  - собственный угол

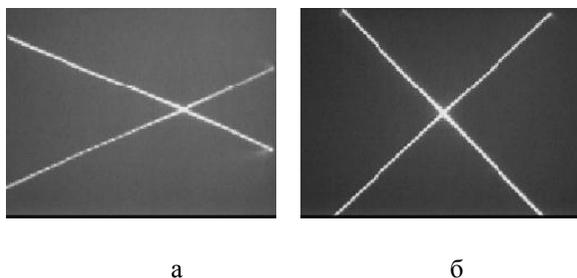


Рисунок 3. Изменение ориентации лазерных линий-следов при  $\alpha = 45^\circ$ : а)  $\beta = 0^\circ$ ; б)  $\beta = 58^\circ$

Были получены выражения, связывающие положения прямых в поле зрения телекамеры с углами прецессии и нутации. Системы координат выбраны таким образом (рисунок 4), чтобы при нулевом угле нутации оси координат обеих систем как связанной с лазерными плоскостями, которую следует считать начальной, так и самим объектом (конечной) совпадали.

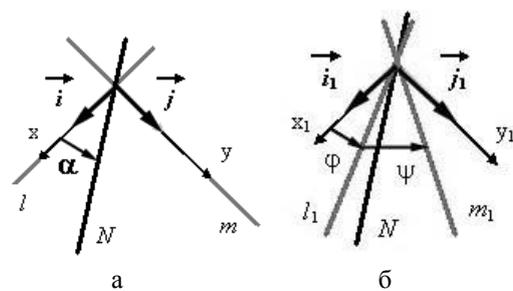


Рисунок 4. Крестообразная структура сечения лазерного пучка для измерения расстояния и ориентации манипулятора робота. Положение лазерных линий-следов в координатных системах при  $\beta = 0$  - а) и при  $\beta \neq 0$  - б):  $l, m, l_1, m_1$  - линии-следы;  $N$  - линия узлов - ось, относительно которой поворачивается объект;  $(x, y)$  - система координат, связанная с лазерными плоскостями;  $(x_1, y_1)$  - система координат, связанная с объектом;  $\alpha$  - угол прецессии;  $\varphi$  - угол поворота линии  $l$  в положение  $l_1$  в системе координат, связанной с объектом;  $\psi$  - угол между лазерными линиями-следами;  $\vec{i}, \vec{j}, \vec{i}_1, \vec{j}_1$  - направляющие векторы осей координат

Рисунок 4 интерпретируется следующим образом. Система координат  $(x, y, z)$  материализуется лазерными взаимно перпендикулярными плоскостями, а система  $(x_1, y_1, z_1)$  - матричным фотоприёмником, жестко связанным с объектом, причём оптическая ось фотоприёмного устройства перпендикулярна поверхности объекта. Предполагается, что координатные оси  $z$  и  $z_1$ , а также их направляющие векторы  $\vec{k}$  и  $\vec{k}_1$  направлены перпендикулярно плоскости рисунка и совпадают соответственно с оптическими осями лазерного пучка и фотоприёмного устройства. В начальный момент времени до поворота объекта обе системы координат совмещены, а линии-следы  $l$  и  $m$  совпадают с осями координат. В результате поворота объекта относительно оси узлов  $N$  на угол  $\beta$  произойдет поворот линий-следов (рисунок 4). В поле зрения матричного фотоприёмника, т.е. в системе координат  $(x_1, y_1, z_1)$ , которая уже не будет совпадать с системой  $(x, y, z)$ , линия  $l$  займет положение  $l_1$ , а линия  $m$  - положение  $m_1$ . Положение линии  $l_1$  характеризуется углом  $\varphi$ , а взаимная ориентация линий  $l_1$  и  $m_1$  - углом  $\psi$ , причём эти углы измеримы экспериментально по изображениям, примеры которых даёт рисунок 3.

Измерительная задача состоит в том, чтобы по экспериментально измеренным углам  $\varphi$  и  $\psi$  рассчитать значения двух углов  $\alpha$  и  $\beta$ , определяющих ориентацию объекта. Из качественных соображений ясно, что для этого необходимо иметь два уравнения, связывающих углы  $\varphi$  и  $\psi$  с углами  $\alpha$  и  $\beta$ . Пока удалось получить однозначное решение лишь прямой задачи, состоящей в расчёте углов  $\varphi$  и  $\psi$  по углам прецессии  $\alpha$  и нутации  $\beta$ . Уравнения для направляющих векторов прямых  $l_1$  и  $m_1$  в системе координат  $(x, y, z)$  имеют вид:

$$\begin{aligned} \vec{l}_1 &= \frac{-\vec{i} \cdot \cos \beta - \vec{k} \cdot \sin \beta \cdot \sin \alpha}{\sqrt{\cos^2 \beta + \sin^2 \beta \cdot \sin^2 \alpha}}; \\ \vec{m}_1 &= \frac{\vec{j} \cdot \cos \beta - \vec{k} \cdot \sin \beta \cdot \cos \alpha}{\sqrt{\cos^2 \beta + \sin^2 \beta \cdot \cos^2 \alpha}}. \end{aligned} \quad (1)$$

Они определяют косинус угла между лазерными прямыми и, следовательно, сам угол:

$$\cos \psi = \cos \angle(\vec{l}_1, \vec{m}_1) = \frac{\sin^2 \beta \cdot \sin 2\alpha}{2\sqrt{\cos^4 \beta + 0,25 \sin^2 \beta + 0,25 \sin^4 \beta \cdot \sin^2 2\alpha}} \quad (2)$$

причём для этого не обязательно переходить в базис объекта, т.е. в систему координат  $(x_1, y_1, z_1)$ . Соотношение (2) уже даёт представление о сложности решения обратной задачи, т.е. разрешения уравнения (2) относительно углов прецессии и нутации, хотя для частного случая  $\alpha = 45^\circ$  это сделать довольно просто:

$$\cos \psi = \cos \angle(\vec{l}_1, \vec{m}_1) = 0,5 \operatorname{tg}^2 \beta / (0,5 \operatorname{tg}^2 \beta + 1). \quad (3)$$

Анализ выражения (3) подтверждает, по крайней мере, для частного случая  $\alpha = 45^\circ$  правильность выкладок:

$$\begin{aligned} \beta \rightarrow 0; & \Rightarrow \cos \psi \rightarrow 0; \Rightarrow \\ & \psi = \angle(\vec{l}_1, \vec{m}_1) \rightarrow \pi/2, \\ \beta \rightarrow 90^\circ; & \Rightarrow \cos \psi \rightarrow 1; \Rightarrow \psi = \angle(\vec{l}_1, \vec{m}_1) \rightarrow 0. \end{aligned}$$

Чтобы получить второе уравнение связи экспериментально измеряемых углов  $\varphi$  и  $\psi$  с углами прецессии  $\alpha$  и нутации  $\beta$  следует с использованием стандартных выражений аналитической геометрии [7] перейти в базис связанный с объектом, но громоздкость выражений при этом нарастает:

$$\begin{pmatrix} \vec{i} \\ \vec{j} \\ \vec{k} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \angle(\vec{i}_1, \vec{i}) & \cos \angle(\vec{j}_1, \vec{i}) & \cos \angle(\vec{k}_1, \vec{i}) \\ \cos \angle(\vec{i}_1, \vec{j}) & \cos \angle(\vec{j}_1, \vec{j}) & \cos \angle(\vec{k}_1, \vec{j}) \\ \cos \angle(\vec{i}_1, \vec{k}) & \cos \angle(\vec{j}_1, \vec{k}) & \cos \angle(\vec{k}_1, \vec{k}) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \vec{i}_1 \\ \vec{j}_1 \\ \vec{k}_1 \end{pmatrix}. \quad (4)$$

Тем не менее, прямая задача была доведена до конца, а численный анализ полученных выражений проводился в Mathcad. Ниже приведены результаты анализа в графической форме. Они позволяют в процессе решения прямой задачи оценить потенциальные возможности измерений углов прецессии и нутации по экспериментально зафиксированным положениям линий-следов  $\varphi$  и  $\psi$ .

На рисунке 5 показаны зависимости углов  $\xi = 90^\circ - \psi$  и  $\varphi$  от угла нутации  $\beta$  для двух значений угла  $\alpha$ :  $45^\circ$  – а) и  $5^\circ$  – б).

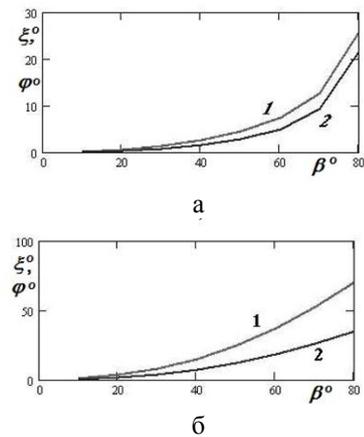
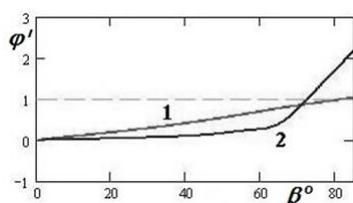


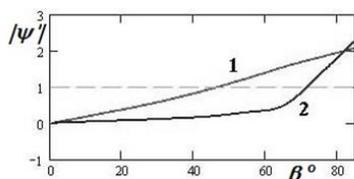
Рисунок 5. Зависимости  $\xi(\beta)$  и  $\varphi(\beta)$  для  $\alpha = 45^\circ$  и  $\alpha = 5^\circ$  б): 1 -  $\xi(\beta)$ ; 2 -  $\varphi(\beta)$

Из приведённых графиков видно, что угол между линиями-следами более чувствителен к повороту объекта по сравнению с изменением углового положения каждой из линий относительно осей координат системы  $(x_1, y_1, z_1)$ . Это объясняется тем, что поворот объекта относительно линии узлов  $N$  вызывает встречные угловые смещения обеих линий-следов  $l_1$  и  $m_1$ . Наибольшая чувствительность к углу поворота объекта наблюдается в случае, когда ось поворота  $N$  является биссектрисой угла, образованного лазерными линиями-следами (рисунок 5а и 5б).

Значения производной углов  $\psi$  и  $\varphi$  по  $\beta$  позволяют количественно оценить чувствительность измерений угла  $\beta$ . В графической форме зависимости  $|\psi'(\beta)|$  и  $\varphi'(\beta)$  представлены на рисунке 6.



а



б

Рисунок 6. Зависимости  $|\psi'(\beta)|$  – а) и  $\varphi'(\beta)$  – б): 1 -  $\alpha = 45^\circ$ ;  $\alpha = 5^\circ$

Рисунок 6 демонстрирует, что при  $45^\circ$  ориентации оси поворота объекта  $N$  можно предложить геометрию измерений ( $\beta > 40^\circ$ ), когда значения модуля производной  $|\psi'(\beta)|$  близки или превышают единицу. В этой геометрии поворот объекта на малый угол вызывает сопоставимые по величине или даже большие угловые смещения линий-следов. Подобное поведение наблюдается и при небольших углах прецессии, например, при  $\alpha = 5^\circ$ , но лишь при скользких углах падения лазерного пучка на поверхность. Кроме того, значения производных позволяют оценить требуемые погрешности измерений углового положения линий-следов  $\Delta\psi$ , исходя из заданных погрешностей измерения ориентации  $\Delta\beta$ , т.к.  $\Delta\psi \approx |\psi'(\beta)| \Delta\beta$ . Для первоначальной установки камеры относительно базовой плоскости перспективно использовать калибровочные шаблоны с нанесёнными метками различной конфигурации [8].

#### 4 Заключение

В статье предложено применение структурированного лазерного пучка крестообразной формы для измерения расстояний и ориентации объектов. Продемонстрировано, что крестообразная форма пучка позволяет увеличить диапазон измеряемых расстояний по сравнению с простым пучком кругового поперечного сечения. Методами вычислительного

эксперимента исследована чувствительность ориентационных измерений по угловым координатам фиксируемых лазерных линий-следов. Результаты исследований позволяют оптимизировать оптические схемы измерений и оценивать погрешности.

Представляется перспективным и применение крестообразного в сечении пучка для неинвазивной диагностики *in vivo* вязко-упругих [9] и рельефных [10] свойств биотканей, в частности кожного покрова человека. При подобных применениях ориентационная задача становится первым этапом диагностической процедуры, который служит для воспроизведения, протоколирования или/и оптимизации геометрии измерений на топологически сложном и подвижном объекте – человеческом организме.

Работа была выполнена при поддержке гранта РФФИ р\_а № 17-42-630907

#### Список использованных источников

1. Леонтьева Г.В. Лазерный измеритель непрямолинейности – «Лазерная струна» [Текст] / Г.В. Леонтьева, Л.В. Пинаев, А.Г. Серёгин // Оптический журнал, 2012. № 10. С. 52 – 57.
2. Солдатов В.П. Определение зависимости погрешности измерения перемещений оптико-электронными приборами с многоэлементными приемниками излучения от соотношения сигнал–шум [Текст] / В.П. Солдатов // Измерительная техника, 2012. № 5. С. 52 – 54.
3. Методы компьютерной оптики [Текст] / Под ред. В.А.Сойфера. - М.: Физматлит, 2000. 688 с.
4. Мошкин В.И., Техническое зрение роботов [Текст] / В.И. Мошкин, А.А. Петров, В.С. Титов, Ю.Г. Якушенков. Под ред. Ю.Г. Якушенкова. М.: Машиностроение, 1990. - 272 с.
5. Дёмкин В.Н. Лазерные технологии при измерении геометрии поверхности сложной формы (обзор) [Текст] / В.Н. Дёмкин, В.Е. Привалов. - Вестник СПбО АИН. СПб.: СПбГПУ, 2008. Вып. 5. С. 138 – 187.
6. Бурнаевская Е.В. Применение структурированных в пространстве и времени лазерных пучков в виброметрии. [Электронный ресурс] / Е.В. Бурнаевская, В.Н. Гришанов – Динамика и виброакустика. Самара: И-во СГАУ, 2015. Т. 2. № 1. С. 19 – 28.
7. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике [Текст] / М.Я. Выгодский. М.: АСТ: Астрель, 2006. 991 с.
8. Давыденко Е.В. Решение задачи автоматического определения положения видеокamеры в системе оптической лазерной

триангуляции [Текст] / Е.В. Давыденко, А.Л. Приоров // Измерительная техника, 2009. № 8. С. 44 – 47.

9. Мордасов М.М. Измерение геометрических параметров поверхностей раздела газожидкостных систем [Текст] / М.М. Мордасов, А.П. Савенков. // Измерительная техника, 2015. № 7. С. 47 – 49.

10. Соломатин В.А. Точность измерений рельефа при лазерном сканировании [Текст] /В.А. Соломатин // Измерительная техника, 2016. № 6. С. 42 – 44.

Vladimir N. Grishanov

Samara National Research University  
(Samara University)  
Moskovskoe shosse, 34, Samara,  
443086, Russian Federation  
[vladgrishanov@yandex.ru](mailto:vladgrishanov@yandex.ru)

## CROSS-SECTION THE LASER BEAM OF THE STRUCTURE FOR MEASURING THE DISTANCE AND ORIENTATION OF THE ROBOT MANIPULATOR

*For stand-alone measure the distance of the robot manipulator or a robot as a whole and its orientation with respect to a reference surface is proposed to use optical-electronic system - standing with a camera and a laser module based on diode laser optics, forming a cross-shaped structure of the cross-section of the radiation beam . Opto- electronic system is mounted on the manipulator. At this point of intersection lines formed on a structured surface of an article by a laser beam in a cross can be used to measure distances and angular coordinates lines - for measuring the relative orientation of the manipulator of the measuring system. Measuring distances on the cross point, in fact, little different from the distance measurements on the position of the laser spot on the surface of the product in laser triangulation distance meter, the metrological parameters are studied in some detail, but in this case the particular topology of the cross-section of the laser beam widen the range of measurable distances . Metrological potential orientation measurements using intersecting lines on the surface of the base has not been studied, and that was the basis for this study.*

**Key words:** robot, manipulator, contactless remote measurements, distance, orientation, Euler angles.

## References

1. Leontieva, G.V., Pinaev, L.V. and Seregin A.G. (2012), Laser meter of non-rectilinearity, Laser string, *Journal of Optical Technology*, no. 10, pp. 52 – 57.
2. Soldatov, V.P. (2012), Determination of the dependence of the measurement error of displacements by optoelectronic devices with multi-element radiation receivers on the signal-to-noise ratio, *Measurement Techniques*, no. 5, pp. 52 - 54.
3. Souyfer, V.A. (2000), Methods of computer optics, *Fizmatlit*, Moscow, 688 p.
4. Moshkin, V.I., Petrov, A.A. Titov, V.S. and Jakushenkov, Y.G. (1990), Tehnitcheskoe zrenie robotov [machine vision], in. Jakushenkova, Y.G. (ed.), Mashinostroenie, Moscow, 272 p..
5. Demkin, V.N. and Privalov, V.E.. (2008), Lazernye tehnologii pri izmerenii geometrii poverhnosti slognoj formy [Laser technologies for measuring the geometry of a complex-shaped surface] (review), *Vestnik SPbO AIN*. SPb.: SPbGPU, vol. 5, pp. 138 – 187.
6. Burnaevskaja, E.V. and Grishanov, V.N. (2014), Applications of structured in space and time laser beam in vibrometer, *Dinamika i vibroakustika*, vol. 2, no. 1, pp. 19 – 28.
7. Vygodsky, M. Ya. (2006), Handbook of Higher Mathematics , AST: Astrel, Moscow, Russia, 991 p.
8. Davydenko, E.V. and Priorov, A.L. (2009), Solution of the problem of automatic determination of the position of the video camera in the system of optical laser triangulation , *Measurement Techniques*, no. 8, pp. 44 - 47.
9. Mordasov, M.M. and Savenkov, A.P (2015), Measurement of geometric parameters of interfaces of gas-liquid systems, *Measurement Techniques*, no. 7, pp. 47 - 49.
10. Solomatin, V.A. (2016), Accuracy of measurement of relief in laser scanning, *Measurement Techniques*, no. 6, pp. 42 - 44.