

DYNAMICS AND VIBROACOUSTICS

Number 1 | August 2014

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

published by
Samara State Aerospace University
<http://ssau.ru/english>

<http://dynvibro.ru>

Главный редактор

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

Заместители главного редактора

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

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

Ответственный секретарь

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

Российские члены редакционного совета

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Иностранные члены редакционного совета:

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

Deputy chief editor

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

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

Executive Editor

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

Editorial office russian members

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Editorial office foreign members

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Уважаемые коллеги!



Издание научного журнала «Динамика и виброакустика» открывает возможности для учёных и специалистов публиковать результаты научных исследований, опытно-конструкторских и технологических разработок, а также практического применения новых достижений в области улучшения динамических свойств, снижения вибраций и шума изделий машиностроения, аэрокосмической техники, транспортных систем, трубопроводного транспорта и др.

Вопросы анализа и синтеза технических систем с требуемыми динамическими и виброакустическими характеристиками являются актуальными для многих отраслей промышленности. При этом решается широкий спектр фундаментальных и прикладных задач на основе постоянно совершенствующихся методов моделирования, теоретических и экспериментальных исследований сложных систем, включая системы «человек – машина». Все эти вопросы найдут отражение в

научных статьях и комментариях журнала.

Выражаю надежду на то, что журнал будет от выпуска к выпуску набирать научный потенциал и станет незаменимой формой общения учёных и специалистов.

Е. Шахматов.

Dear Colleagues !

The scientific journal "Dynamics and vibroacoustics of machines" provides opportunities for scientists and specialists to publish the results of their scientific researches, experimental design and technological developments, as well as the practical application of new advancements in the improvement of dynamic properties, noise and vibration reduction in aerospace engineering products, transportation systems, pipelines, etc.

Issues of analysis and synthesis of technical systems with the required dynamic and vibroacoustic characteristics are relevant to many industries. At the same time a wide range of fundamental and applied problems are solved on the basis of ever-improving modeling methods, theoretical and experimental studies of complex systems, including "man - machine" system. All these issues will be reflected in the scientific journal articles and commentaries.

I express my hope that the journal will from issue to issue gain scientific potential and will become a perfect form of communication amongst scientists and specialists.

E. Shakhmatov

СОДЕРЖАНИЕ

ПОДАВЛЕНИЕ ВЫСОКОЧАСТОТНОГО ШУМА ВЫХЛОПНОЙ СИСТЕМЫ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ	6
<i>Макарьянц Г. М., Крючков К. А., Сафин А. И., Крючков А. Н., Фесина М. И., Малкин И. В.</i>	
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ И ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ГИДРОАГРЕГАТОВ	12
<i>Крючков А. Н., Ермилов М. А., Берестовицкий Э. Г., Кизилов П. И.</i>	
EFFECT OF CONNECTED SYSTEM ON GAS PRESSURE CONTROLLERS' STABILITY	17
<i>Sverbilov V.Y.</i>	
ДИНАМИКА САР ДАВЛЕНИЯ В ГАЗОВОЙ ПОДУШКЕ ТОПЛИВНОГО БАКА ЖРД	24
<i>Стадник Д.М., Свербилов В.Я.</i>	
СНИЖЕНИЕ ШУМА И ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ СТАНЦИЙ	28
<i>Иголкин А. А.</i>	
ЗАЩИТА ЖИЛЫХ ДОМОВ, ОБОРУДОВАННЫХ КРЫШНОЙ КОТЕЛЬНОЙ, ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ	34
<i>Родионов Л. В., Гафуров С. А., Мелентьев В. С., Гвоздев А. С.</i>	
ON LINEAR AND NONLINEAR TRAJECTORY TRACKING CONTROL FOR NONHOLONOMIC INTEGRATOR	43
<i>Rafikova E., Kurka P. R. G., Rafikov M., Gafurov S. A.</i>	
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОДАЧИ ВОЗДУХА НА ВХОД В КОМБИНИРОВАННЫЙ НАСОСНЫЙ АГРЕГАТ	49
<i>Гафуров С. А., Родионов Л. В., Блюмин К. В.</i>	
ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ С ГАСИТЕЛЯМИ КОЛЕБАНИЙ	55
<i>Миранова Т.Б., Прокофьев А.Б.</i>	
МЕТОДИКА РАСЧЁТА ХАРАКТЕРИСТИК НЕЛИНЕЙНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ С УЧЁТОМ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ	61
<i>Шорин В. П., Шахматов Е. В., Гимадиев А. Г.</i>	

CONTENTS

HIGH FREQUENCY NOISE SUPPRESSION OF THE AUTOMOBILE EXHAUST SYSTEM	6
<i>Makaryants G.M., Kruchkov K.A., Safin A.I., Kruchkov A. N., Fesina M.I., Malkin I.V.</i>	
EXPERIMENTAL AND NUMERICAL FLOW NOISE MODELING OF FLOW CHANNELS IN HYDRAULIC COMPONENTS	12
<i>Kruchkov A. N., Ermilov M. A., Berestovitsky A. G., Kizilov P. I.</i>	
EFFECT OF CONNECTED SYSTEM ON GAS PRESSURE CONTROLLERS' STABILITY	17
<i>Sverbilov V. Y.</i>	
DYNAMICS OF TANK PROPELLANT HEAD CONTROL SYSTEM	24
<i>Stadnik D.M. Sverbilov V.Y.</i>	
VIBROACOUSTIC LOADS REDUCTION IN PIPE SYSTEMS OF GAS DISTRIBUTION STATIONS	28
<i>Igolkin A. A.</i>	
NOISE AND VIBRATION PROTECTION OF ROOF BOILER EQUIPPED HOUSE	34
<i>Rodionov L. V., Gafurov S. A., Melentjev V. S., Gvozdev A. S.</i>	
ON LINEAR AND NONLINEAR TRAJECTORY TRACKING CONTROL FOR NONHOLONOMIC INTEGRATOR	43
<i>Rafikova E., Kurka P. R. G., Rafikov M., Gafurov S. A.</i>	
EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF AIR SUPPLY IN COMBINED PUMP UNIT	49
<i>Gafurov S. A., Rodionov L. V., Blyumin K. V.</i>	
SIMULATIONS OF PIPE LINE SYSTEM WITH PRESSURE PULSATION DAMPER	55
<i>Mironova T. B., Prokofiev A. B.</i>	
CHARACTERISTICS CALCULATION PROCEDURE FOR THE NONLINEAR HYDRAULIC CHAINS WITH PULSATING WORKING MEDIA	61
<i>Shorin V. P. Shakhmatov E. V., Gimadiev A. G.</i>	

УДК 628.517.2

**Макарьянц Г. М.,
Крючков К. А.,
Сафин А. И.,
Крючков А. Н.**

Самарский государственный
аэрокосмический университет
имени академика С. П. Королёва
(национальный исследовательский
университет) (СГАУ)
443086, Россия, г. Самара,
Московское шоссе, 34
georgy.makaryants@gmail.com

**Фесина М. И.,
Малкин И. В.**

Тольяттинский государственный
университет
г. Тольятти, ул. Белорусская, 14,
Российская Федерация
445667
malkiniv@rambler.ru

ПОДАВЛЕНИЕ ВЫСОКОЧАСТОТНОГО ШУМА ВЫХЛОПНОЙ СИСТЕМЫ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Исследован высокочастотный шум каталитического коллектора выхлопной системы легкового автомобиля. Анализ показал, что источником шума является вибрация каталитического коллектора выхлопной системы двигателя. Для определения причин повышенного шумоизлучения коллектора создана стендовая установка на которой исследован акустический и вибрационный отклик коллектора на широкополосное динамическое возбуждение. Определён спектр акустической мощности шума, излучаемого коллектором и распределение виброскорости по его поверхности. Обнаружено, что в диапазоне частот от 2,5 до 4,0 кГц поверхность каталитического коллектора обладает высокой акустической проводимостью. Была разработана конструкция демпфера вибрации поверхности коллектора из материал МР. Основным его преимуществом является сохранение работоспособности в условиях высоких температур, наблюдаемых на выходе из двигателя. Использование демпфера позволило снизить структурный шум, излучаемый каталитическим коллектором.

Ключевые слова: каталитический коллектор; структурный шум; автомобиль; акустическая мощность; акустическая проводимость; металло-резина

1 Введение

Одним из дорогостоящих элементов системы выпуска отработавших газов легкового автомобиля является каталитический коллектор. Каталитический коллектор устанавливается сразу на выходе из двигателя (рисунок 1).

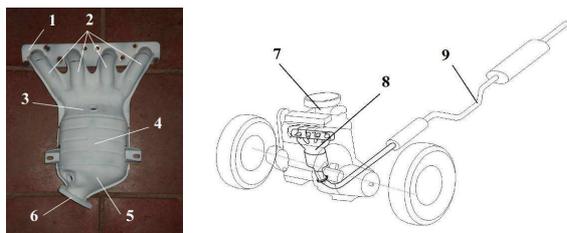


Рисунок 1. Каталитический коллектор и его размещение в выхлопной системе:

- 1 – фланец входных патрубков, 2 – входные патрубки,
- 3 – входной газоприёмник, 4 – каталитический блок,
- 5 – выходной газоприёмник (газосмесительная камера),
- 6 – фланец выходного патрубка, 7 – ДВС, 8 – коллектор,
- 9 – тракт выпуска отработавших газов

Каталитический коллектор выполняет две функции. Первая - коммутация патрубков выхлопа двигателя с трактом выпуска отработавших газов. Вторая - снижения выброса вредных веществ в атмосферу.

Коллектор содержит разветвлённый про-

точный трубопровод, составленный из отдельных патрубков (см. рисунок 1). Число патрубков соответствует числу цилиндров двигателя. Одним концом при помощи фланца они прикреплены к корпусу двигателя. Другим концом они сходятся в общей диффузно образованной газоприёмной камере. Эта камера соединяется с корпусом. Её боковые стенки при помощи термоизолирующей прокладки соединены с блоком каталитического носителя (рисунок 2). Каталитический носитель представляет собой газопроницаемую пористую структуру. На выходе корпуса коллектора расположена конфузорно образованная газосмесительная камера. Её выходной конец при помощи фланца крепится к тракту выпуска отработавших газов. Для защиты агрегатов моторного отсека от повышенной температуры поверхности корпуса каталитического коллектора используется термозщитка. Для снижения себестоимости производства каталитического коллектора была разработана новая технология его изготовления. Дорогостоящая операция литья корпуса коллектора, газоприёмной и газосмесительной камеры была заменена на более дешёвую штамповку этих элементов с последующей их сваркой.

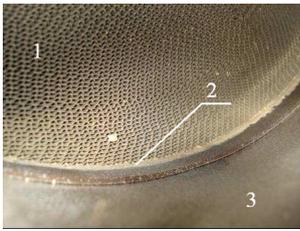


Рисунок 2. Вид каталитического блока катализатора:
1 – каталитический носитель, 2 – уплотняющая термоизолирующая прокладка, 3 – корпус каталитического блока

В ходе акустических испытаний легкового автомобиля с установленным каталитическим коллектором новой конструкции было отмечено повышение уровня шума на всех режимах работы двигателя. Как показали предварительные экспериментальные исследования шума в моторном отсеке, внутри салона и снаружи автомобиля в частотном диапазоне от 2,5 до 4,0 кГц наблюдается усиление шума независимо от режима работы двигателя (рисунки 3 и 4).

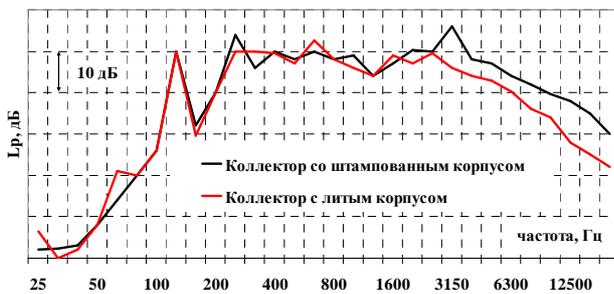


Рисунок 3. Третьооктавный спектр уровней звука при частоте вращения коленчатого вала 3800 об/мин в подкапотном пространстве моторного отсека

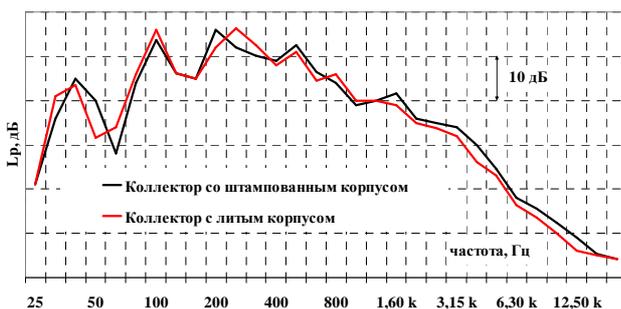


Рисунок 4. Третьооктавный спектр уровней звука при частоте вращения коленчатого вала 3300 об/мин в пассажирском салоне автомобиля в зоне правого уха водителя

Усиление шума в указанном диапазоне имеет резонансный характер и предположительно связано со слабой звукоизоляцией тонкостенного штампованного корпуса на собственных частотах колебаний его поверхности.

2 Анализ экспериментальных виброакустических характеристик каталитического коллектора

Вопросы исследования модальных характеристик системы выпуска отработавших газов рассмотрены в работах многих авторов [1-4]. Основной задачей этих работ было снижение резонансных колебаний, возникающих под действием динамического возбуждения, оказываемого со стороны дороги и двигателя. Поэтому модальные характеристики определялись в диапазоне частот до 200 Гц. При этом каталитический коллектор был исключён из рассмотрения.

В связи с этим исследование динамических характеристик каталитического коллектора в высокочастотной области представляет актуальную задачу.

Для уточнения акустических характеристик каталитического коллектора как источника звука были выполнены замеры его звуковой мощности при работающем двигателе. При этом использовался интенсиметр G.R.A.S. Intensity Probe type 50AI-B. Акустическая мощность определялась по ISO 9614 на сетке 5x5 с размером ячейки 0.08 м. Анализ полученных результатов показал, что в частотном диапазоне от 2,5 до 4,0 кГц наблюдается усиление звука (рисунки 5).

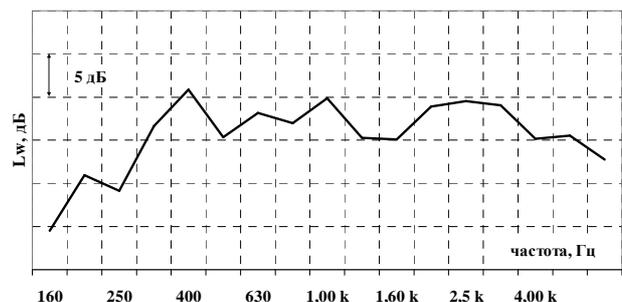


Рисунок 5. Спектр звуковой мощности каталитического коллектора при частоте вращения коленчатого вала 3300 об/мин

Это хорошо коррелирует с данными предварительных исследований и подтверждает, что причиной повышенного шума на этих частотах является именно звукоизлучение каталитического коллектора.

Как отмечалось выше на частотах от 2,5 до 4,0 кГц предположительно наблюдался структурный шум, генерируемый поверхностью каталитического коллектора. Для подтверждения этого факта было выполнено

исследование вибрации его поверхности. Поскольку структурный шум вызывает вибрация объекта на частотах, соответствующих мембранным формам колебаний, то на следующем этапе исследовался отклик поверхности каталитического коллектора на широкополосное динамическое возбуждение в частотном диапазоне от 5 до 5 000 Гц. Как известно наибольшую точность в определении мембранных форм дают бесконтактные методы виброметрирования. В проведённых исследованиях использовался трёхкомпонентный сканирующий лазерный виброметр Polytec PSV-400-3D (рисунок 6).



Рисунок 6. Сканирующий лазерный виброметр Polytec PSV-400-3D

Ввиду сложности измерения вибрации поверхности каталитического коллектора в стеснённых условиях моторного отсека исследования проводились на так называемой "холодной" установке (рисунок 7). Каталитический коллектор закреплялся на автомобильном двигателе, который в свою очередь через штатные виброизолирующие опоры устанавливался на несущей раме. Динамическое возбуждение создавалось при помощи виброшейкера "LMS-Qsources Integrated miniature shaker", установленного на головке блока цилиндров (рисунок 8). Тип сигнала возбуждения - periodic chirp.



Рисунок 7. Экспериментальная установка по модальному анализу каталитического коллектора



Рисунок 8. Закрепление вибровозбудителя в ходе модального анализа

На рисунке 9 представлен спектр усреднённой по поверхности амплитуды виброскорости. При этом каждой резонансной частоте (или группе частот) поставлены в соответствие формы колебаний конструкции коллектора. Полученные формы колебаний коллектора можно подразделить на балочные формы (рисунки 10 и 11) на низких частотах (50-1000 Гц), мембранные формы колебаний термо экрана (рисунок 12) на средних и высоких частотах (1,5-2,5 кГц), а также формы, когда на резонансные колебания (рисунок 13) термоэкрана оказывают влияние собственные формы других элементов конструкции, как например приемные трубы газоприемника (2,5-4,0 кГц).

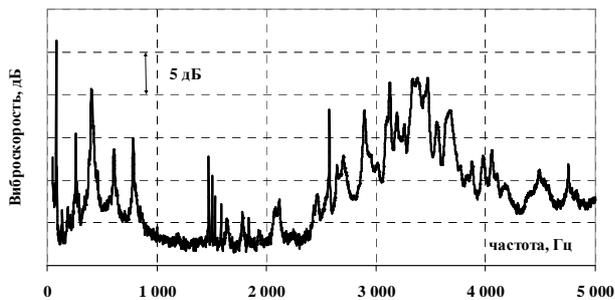


Рисунок 9. Спектр усреднённой по поверхности каталитического коллектора виброскорости. Отклик на широкополосное возбуждение

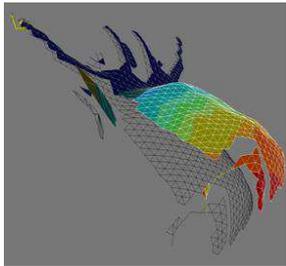


Рисунок 10. Собственная форма колебаний коллектора (81,3 Гц)

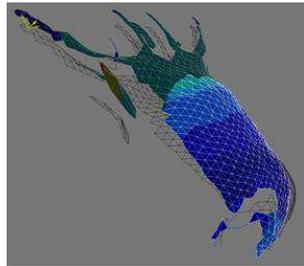


Рисунок 11. Собственная форма колебаний коллектора (607,8 Гц)

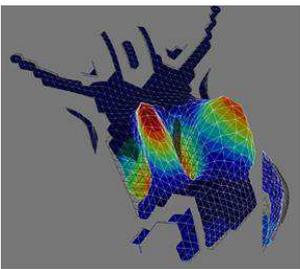


Рисунок 12. Собственная форма колебаний коллектора (2573,4 Гц)

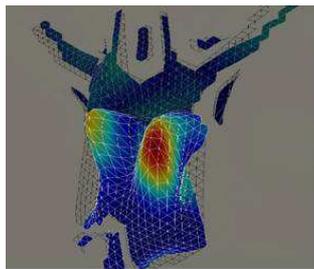


Рисунок 13. Собственная форма колебаний коллектора (3333,0 Гц)

Анализ полученного спектра виброскорости поверхности каталитического коллектора показал высокую плотность расположения собственных мембранных форм колебаний высокой амплитуды в диапазоне от 2,5 до 4,0 кГц. Усиление мембранных частот в этом диапазоне связано с совпадением изгибных резонансов патрубков каталитического коллектора с резонансами термоэкрана корпуса.

3 Мероприятия по снижению шума каталитического коллектора

Для снижения высокочастотного шума коллектора было изготовлено несколько вариантов конструкции его корпуса. Однако ни один из них не позволил значительно повлиять на частотную отстройку патрубков

каталитического коллектора и термоэкрана с целью ослабления их взаимного усиления. Поэтому была разработана конструкция демпфирующей прокладки (рисунок 14), основная задача которой заключалась в уменьшении амплитуды вибрации поверхности корпуса каталитического коллектора. Конструкция прокладки представляет собой уложенную в виде брикета прямоугольной формы спрессованную витую проволоку. Такой материал имеет название металлорезина (МР) [5, 6]. Он широко используется для демпфирования вибрации высокотемпературных объектов.



Рисунок 14. Конструкция вибродемпфирующей прокладки:

1 – термоэкран, 2 – вибродемпфирующая прокладка (по всей поверхности под термоэкраном)

4 Результаты внедрения мероприятий по снижению шума каталитического коллектора

Проведено сравнение виброакустических характеристик начальной конструкции каталитического коллектора и конструкции с вибродемпфером из МР. Для этого использовалась разница спектров виброскорости, усреднённых по всей поверхности коллектора. Результаты представлены на рисунке 15.

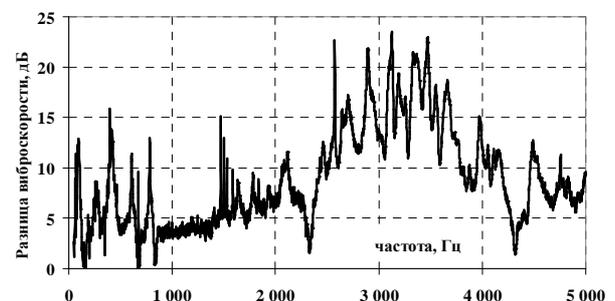


Рисунок 15. Эффективность снижения вибрации с помощью вибродемпфера из МР

Применение вибродемпфера позволило снизить вибрацию в частотном диапазоне от 2,5 до 4,0 кГц более чем на 20 дБ. Уровень шума снизился на 4,1 дБА. Как видно из рисунка 16 снижение шума произошло

именно за счёт подавления высокочастотной резонансной вибрации в диапазоне от 2,5 до 4,0 кГц.

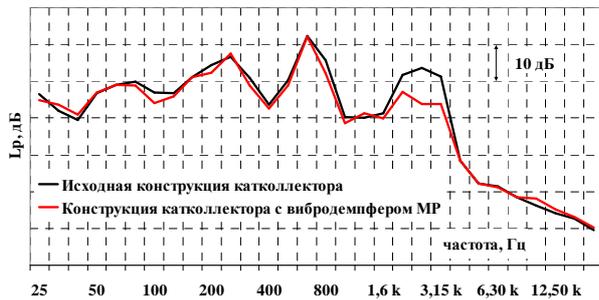


Рисунок 16. Сравнение шума исходной конструкции и конструкции с вибродемпфером из МР

5 Заключение

Исследована проблема повышенного шума выхлопной системы автомобиля в области высоких частот. Показано, что его причиной является резонансная вибрация поверхности каталитического коллектора. Исследование вибрационного отклика поверхности коллектора на динамическое возбуждение проводилось с помощью трёхкомпонентного сканирующего лазерного виброметра. Было обнаружено усиление мембранных форм колебаний термозэрана резонансом труб газоприёмника в области от 2,5 до 4,0 кГц. Для снижения амплитуды резонансной вибрации был разработан вибродемпфер. Он представляет собой прокладку прямоугольной формы из материала МР, уложенную между корпусом коллектора и термозэраном. Внедрение вибродемпфирующей прокладки позволило снизить вибрацию в среднем на 20 дБ в частотном диапазоне от 2,5 до 4,0 кГц. Уровень шума при этом снизился на 4,1 дБА до приемлемого уровня. Снижение шума произошло именно за счёт подавления высокочастотной резонансной вибрации в диапазоне от 2,5 до 4,0 кГц. Таким образом, можно заключить, что применение демпфера позволило снизить вибрацию корпуса каталитического коллектора на резонансных частотах и решить проблему его повышенного высокочастотного шумоизлучения.

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

Список использованных источников

- [1] Viswanathan, A., Perumal, E. (2009) Deciding isolator and mounting points of a truck's exhaust system based on numerical and experimental modal analysis. Paper presented at the *Proceedings of the 16th International Congress on Sound and Vibration*. Krakow, Poland, 5–9 July, 2009. 1 pp. 430-437. Available from http://www.iiav.org/archives_icsv/2009_icsv16/content/technical_papers/94.pdf
- [2] Verboven, P., Valgaeren, R., Van Overmeire, M., & Guillaume, P. (1998) Some comments on modal analysis applied to an automotive exhaust system. Paper presented at the *Proceedings of the International Modal Analysis Conference - IMAC, 2 pp* 987-993. Available from <http://sem-proceedings.com/16i/sem.org-IMAC-XVI-16th-Int-162802-Some-Comments-Modal-Analysis-Applied-Automotive-Exhaust-System.pdf>
- [3] Belingardi, G., & Leonti, S. (1987) Modal analysis in the design of an automotive exhaust pipe. *International Journal of Vehicle Design*, 8(4-6), 475-484.
- [4] Englund, T. (2003) Dynamic characteristics of automobile exhaust system components. *Licentiate thesis. Department of Mechanical Engineering, Blekinge Institute of Technology, Karlskrona, Sweden*. 111 p. Available from [http://www.bth.se/fou/forskinfor/nsf/all/de13c6b01112f0ebc1256fce003347f2/\\$file/Lic_englund.pdf](http://www.bth.se/fou/forskinfor/nsf/all/de13c6b01112f0ebc1256fce003347f2/$file/Lic_englund.pdf)
- [5] Igolkin, A.A., Izzheurov, E.A., Hongyuan, J. & Shakhmatov, E.V. (2011) Acoustic performances of metal rubber. Paper presented at the *Proceedings of the 18th International Congress on Sound and Vibration. Rio de Janeiro, Brazil*, 10–14 July, 2011. 1 pp. 819-825. Available from http://www.iiav.org/archives_icsv/2011_icsv18/Papers/StructuredSessions/S13_Igolkin.pdf
- [6] Khaletskiy, Y., Igolkin, A., Pochkin, Y. (2013) Acoustic response of a fan duct liner including porous material. Paper presented at the *Proceedings of the 20th International Congress on Sound and Vibration. Rio de Janeiro, Brazil*, 7–11 July, 2013. 1 pp. 341-348. Available from http://www.iiav.org/archives_icsv/2013_icsv20/content/papers/papers/full_paper_109_20130327134749512.pdf

HIGH FREQUENCY NOISE SUPPRESSION OF THE AUTOMOBILE EXHAUST SYSTEM

**Makaryants G. M.,
Kruchkov K. A.,
Safin A. I.,
Kruchkov A. N.**

Samara State Aerospace University
(SSAU)
34, Moskovskoye shosse, Samara,
443086, Russia
georgy.makaryants@gmail.com

**Fesina M. I.,
Malkin I. V.**

Togliatti State University,
14, Belorusskaya, Togliatti
445667, Russia
malkiniv@rambler.ru

The paper presents the decision for the question of the excessive catalytic collector high frequency noise in the automobile engine exhaust system. The high level noise has been observed under the idle state engine condition. In order to understand the causes of the high catalytic collector noise emission the research of its vibroacoustic internals has been performed. An experimental stand for the acoustic and vibration response on broadband dynamic excitation tests has been created. The power of the acoustic noise, emitted by the catalytic collector and vibration distribution of its surface have been defined. It was found that the catalytic collector surface has the low acoustic impedance in the high frequency range. The surface vibration damper design has been developed. A special material, so called metal rubber, has been used to damp the vibration. The main advantage of this material is the temperature tolerance, quite useful for the engine exhaust system unit. The use of the damper has allowed to reduce the structure-born noise of the catalytic collector.

Key words: catalytic collector; structure-born noise; automobile; acoustic power; acoustic impedance; metal rubber

УДК 629.7.036

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ И ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ГИДРОАГРЕГАТОВ**Крючков А. Н.,
Ермилов М. А.**Институт акустики машин при
СГАУ
443086, Россия, г. Самара,
Московское шоссе, 34
факс (846) 267-46-62
kan@ssau.ru**Берестовицкий Э. Г.,
Кизилов П. И.**Открытое акционерное общество
«Концерн «НПО «Аврора»
196024, Россия,
г. Санкт-Петербург,
ул. Карбышева, 15
Тел.: (812) 316-05-92
Факс: (812) 316-34-29
mail@avrorasystems.com
http://www.avrorasystems.com

Исследованы акустические параметры излучения гидродинамического шума перфорированными втулками-рассекателями выходного потока клапана. Экспериментально и численно исследовано влияние формы проточной части отверстий перфорации на интенсивность шума потока жидкости. Изучены акустические характеристики различных форм каналов: диффузора, конфузора и цилиндра. Показано, что рациональной с точки зрения ГДШ формой отверстия является цилиндр.

Ключевые слова: клапан, гидродинамический шум, рассекатель потока коэффициент пропускной способности, эксперимент, численное моделирование

1. Введение

Рассматривается проблема возбуждения гидродинамического шума (ГДШ) в проточных элементах гидравлической арматуры. Снижение колебаний давления и ГДШ в трубопроводных системах в настоящее время является важной проблемой в промышленных и транспортных объектах.

Известно, что при преобразовании энергии жидкости, обтекании препятствий, вихреобразовании возникает ГДШ, который может излучаться вибрирующими элементами арматуры во внешнюю среду. При этом ухудшаются условия обитания, а также возбуждаются элементы конструкции на собственных частотах колебаний, которые становятся дополнительными источниками излучаемого шума.

Для снижения ГДШ регулирующих органов успешно применяются конструкции так называемого клеткового типа, представляющие собой клапан с перфорированным дросселирующим элементом.

Целью данной работы является определение влияния параметров перфорированных дроссельных элементов на уровень ГДШ.

Снижение колебаний давления и ГДШ в трубопроводных системах является актуальной задачей для морских судов, энергетических и химических производств и многих объектов использующих трубопроводные системы. Потребность в устройствах подавления пульсаций рабочей среды и ГДШ в трубопроводных системах обусловлена, с одной стороны, необходимостью обеспечения работоспособности систем при значительных уровнях колебаний давления и, с другой, в связи с ужесточением норм по уровню шума. Последний фактор связан со значительным вкладом в общий шум акустического излучения именно трубопроводных систем.

Известны различные способы борьбы с излучаемым шумом: за счет снижения скорости потока в трубопроводах, улучшения конструкций, излучающих шум, и с помощью специальных устройств, называемых гасителями. Одним из основных источников

шума гидросистем является клапанная арматура, работающая при значительных расходах и перепадах давления. Для снижения ГДШ клапанов успешно применяются перфорированные втулки, рассекающие выходной поток [1] (рисунок 1).

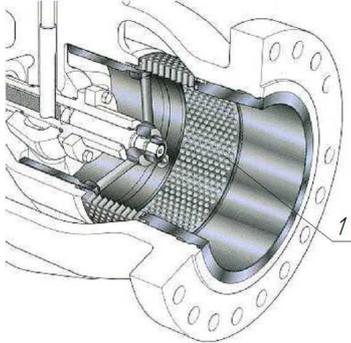


Рисунок 1 Клапан с рассекателем выходного потока в виде перфорированной шумоглушащей втулки (1)

В статье изложен выбор формы канала наименее шумной конструкции проточной перфорированной втулки – рассекателя выходного потока при постоянном расходе и перепаде давления. Формы проточных каналов выбирались в виде диффузора, конфузора и цилиндра, удобных для верификации рассчитанных моделей.

2. Моделирование течения жидкости в каналах различной формы

На рисунке 2 представлены теоретически исследованные каналы: цилиндрический; с диффузорами в 10° и в 1° ; с конфузорами в 10° и в 1° . Результаты исследований представлены на рисунках 3 и 4.

Акустические процессы в приведённых проточных элементах клапанной арматуры были изучены численно в пакете ANSYS. Густота расчетной сетки выбрана достаточной для описания пограничного слоя (т.е., удовлетворяющую условию: $\gamma^+ = 1$). На рисунке 3 представлены результаты моделирования плотности акустической мощности потока в каналах различной формы.

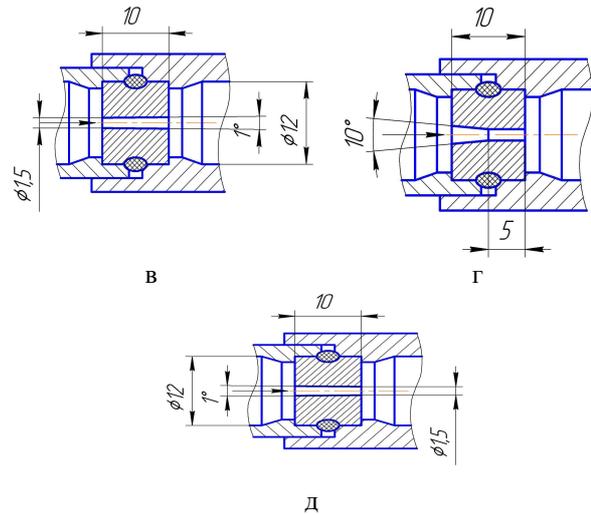
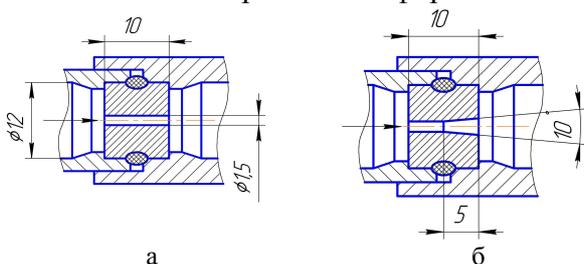
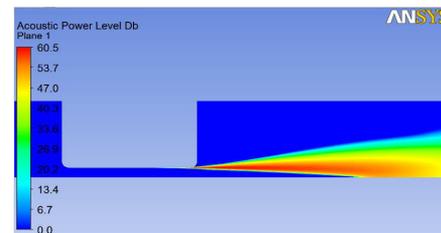
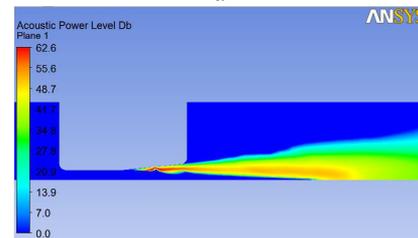


Рисунок 2. Схемы теоретически исследованных каналов:

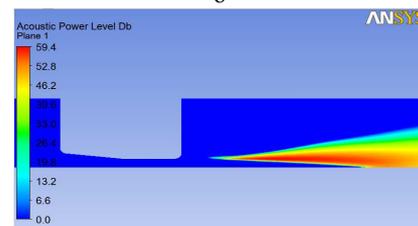
а – цилиндрический канал; б – канал с диффузором в 10° ; в – канал с диффузором в 1° ; г – канал с конфузуром в 10° ; д – канал с конфузуром в 1°



а



б



в

Рисунок 3. Распределение плотности акустической мощности потока в цилиндрическом канале (а), в канале с диффузором в 10° (б) и в канале с конфузуром в 10° (в)

Из представленных рисунков видно, что основным источником шума является вихреобразование в пристеночном слое ближе к выходу из канала и дальнейшее развитие этих вихрей после выхода из канала [2]. Причём область максимального уровня акустической мощности у конструкций с каналом с диффузором больше по площади, чем у канала с конфузуром [3].

2. Экспериментальные исследования ГДШ каналов различной формы

Результаты теоретических исследований ГДШ, приведенные в разделе 2 проверены экспериментально [4]. Испытания проводились на специальном измерительном участке с установленными образцами исследованных каналов (рисунки 3-5).

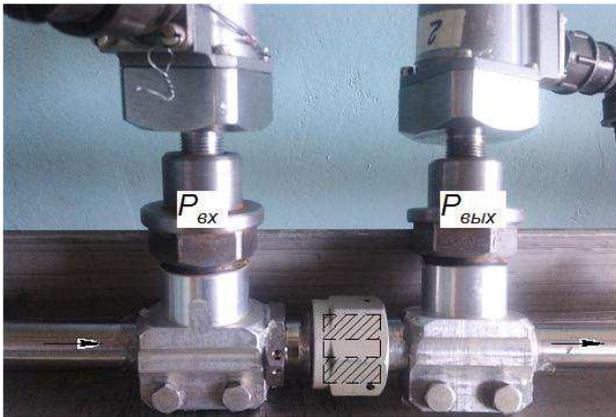


Рисунок 3. Измерительный участок с установленным образцом исследуемого канала

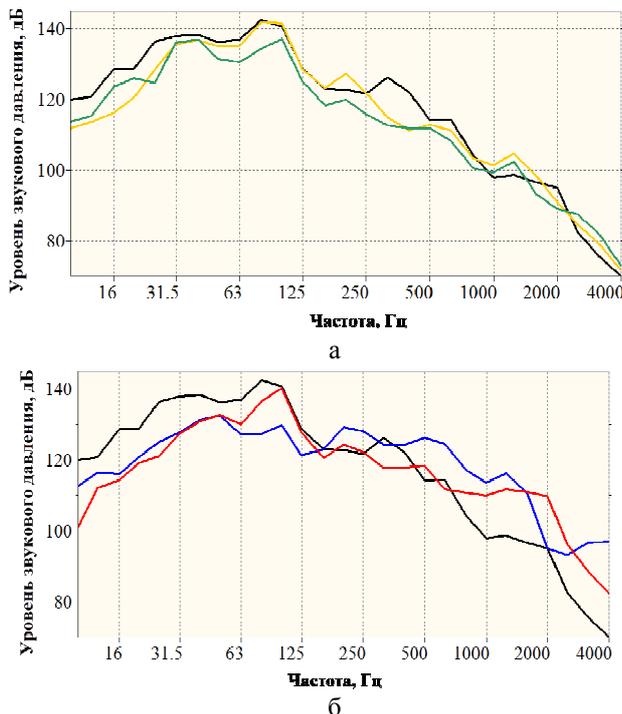


Рисунок 4. Спектры ГДШ цилиндрического канала в сравнении с ГДШ канала с конфузурой (а) и диффузором (б) на режиме $Q=0,0278$ кг/с:
 ■ - цилиндрический канал; ■ - канал с диффузором 10° ; ■ - канал с диффузором 1° ; ■ - канал с конфузурой 10° ; ■ - канал с конфузурой 1° .

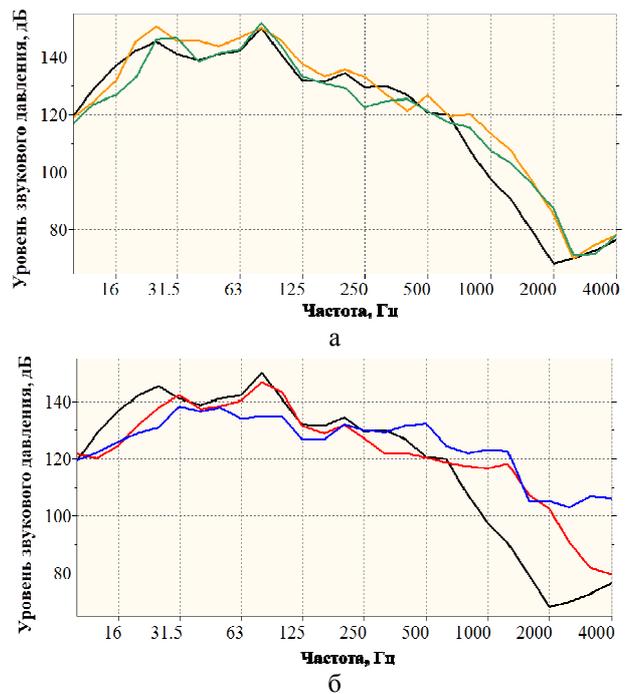


Рисунок 5. Спектры ГДШ цилиндрического канала в сравнении с ГДШ каналов с конфузурой (а) и диффузорами (б) на режиме $Q=0,0389$ кг/с:
 ■ - цилиндрический канал; ■ - канал с диффузором 10° ; ■ - канал с диффузором 1° ; ■ - канал с конфузурой 10° ; ■ - канал с конфузурой 1° .

Анализ экспериментально полученных спектральных характеристик ГДШ позволил сделать следующие выводы:

1. Рациональной формой канала с точки зрения минимального ГДШ является цилиндр, имеющий уровни ГДШ на 5...15 дБ ниже аналогичных уровней канала с диффузором при частотах свыше 125...250 Гц, причем канал с конфузурой также имеет более высокий уровень ГДШ на максимальном расходе жидкости в области частот 500...2000 Гц.

2. С ростом расхода жидкости частота, с которой реализуется превышение ГДШ канала с диффузором над ГДШ цилиндрического канала, возрастает с 125 Гц при 0,0167 кг/с до 500 Гц при 0,0389 кг/с.

3. На низких частотах (менее 125 Гц) диффузор имеет меньшие уровни ГДШ, чем цилиндрический канал, что свидетельствует, по-видимому, меньшей интенсивностью крупных вихрей, возбуждаемых потоком в диффузоре. Энергетика данных вихрей более значительна, что вызывает высокие уровни низкочастотного ГДШ, связанного с гидравлическими потерями в канале.

4. Конфузор имеет уровни ГДШ, которые в меньшей степени отличаются от уровней

шума цилиндрического канала, причём при малых расходах его ГДШ заметно ниже ГДШ цилиндрического канала, однако это наблюдается не на всех частотах. При максимальном расходе цилиндрический канал имеет меньшие уровни ГДШ в частотном диапазоне 500–2000 Гц.

Как уже отмечалось, наблюдается интересная зависимость между гидравлическим сопротивлением канала и его ГДШ в области высоких частот 500...1000 Гц и выше. Проведем такой анализ с использованием значения коэффициента пропускной способности K_v , обратно пропорционального коэффициенту гидравлических потерь. В таблице 1 показаны значения коэффициента K_v при различных расходах рабочей среды.

Таблица 1. Таблица значений коэффициента K_v

Режимы	Коэффициент K_v [м ³ /ч] для разных форм каналов				
	Конфузор (10°)	Конфузор (1°)	Цилиндр	Диффузор (1°)	Диффузор (10°)
G [кг/с]					
0,0389	0,0739	0,0684	0,0603	0,0832	0,1078
0,0333	0,0743	0,0691	0,0573	0,0804	0,1050
0,0278	0,0772	0,0693	0,0602	0,0842	0,1054
0,0222	0,0776	0,0676	0,0639	0,0871	0,1061
0,0167	0,0733	0,0719	0,0711	0,0878	0,1058
Средн. знач. K_v	0,0752	0,0693	0,0625	0,0845	0,1060

Из рисунка 6 видно, что наименьшее среднее (по режимам) значение K_v наблюдается для цилиндрического канала и, в то же время, для этого канала характерны более низкие уровни ГДШ в области высоких частот (500 Гц и выше).

Таким образом, с точки зрения уровня ГДШ в высокочастотной области в диапазоне от 400 Гц до 1000 Гц наиболее эффектив-

ным для конструкции канала в клапане является применение конфузорных участков.

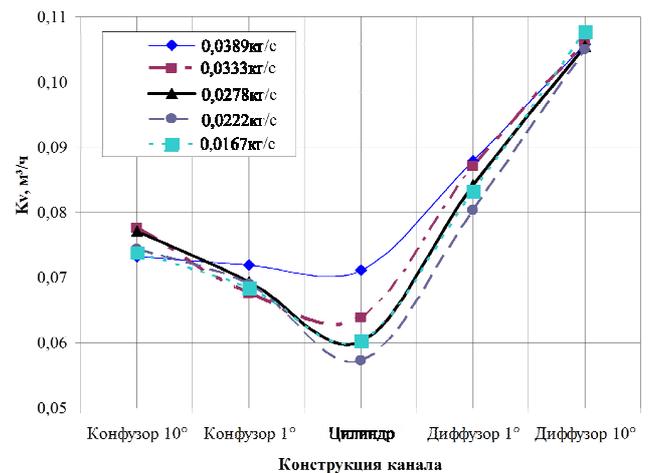


Рисунок 6. Зависимости коэффициента K_v от формы каналов на различных режимах течения

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

Список использованных источников

- [1] Берестовицкий, Э.Г. Снижение вибрации и шума гидравлических приборов систем управления техническими средствами [Текст] / Э.Г. Берестовицкий, Ю.Ф. Гладилин, В.И. Голованов, И.А. Сарафанов. - СПб.: Астерион, 2008. - 316 с.
- [2] Смоляков, А.В. Шум турбулентных потоков [Текст] / А.В. Смоляков. - СПб.: ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2005. - 312 с.
- [3] Яковлев, П.Г. Излучение звука плоским локализованным вихрем [Текст] / П.Г. Яковлев // Акустический журнал. - 2012. - Т. 58. № 4. - С. 563-568.
- [4] Ткаченко, В.М. Частотно-волновой спектр турбулентных давлений: способы измерения и результаты [Текст] / В.М. Ткаченко, А.В. Смоляков, В.А. Кольшницын, В.П. Маршов // Акустический журнал. - 2008. - Т. 54. № 1. - С. 127-132

**Kruchkov A. N.,
Ermilov M. A.**

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

**Berestovitsky A. G.,
Kizilov P. I.**

Public corporation "Concern
Aurora"
15, Karbysheva, S-Petersburg,
196024, Russia
tel.: (812) 316-05-92;
fax: (812) 316-34-29
mail@avrora-systems.com
http://www.avrora-systems.com

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL FLOW NOISE MODELING OF FLOW CHANNELS IN HYDRAULIC COMPONENTS

Acoustic parameters of HN emission by perforated sleeve-dissector in outlet flow are investigated in details.

Experimental and numerical research of influence of flow channel configuration of perforation holes on flow noise density is done. Acoustic characteristics of different forms of channel-like diffuser, confuser and cylinder are studied. It is shown, that the most rational form of channel is cylinder, which have the minimal flow coefficient.

Key words: *valvola, hydrodynamic noise, rompigetto, flow coefficient, experiment, numerical modeling*

EFFECT OF CONNECTED SYSTEM ON GAS PRESSURE CONTROLLERS' STABILITY

Sverbilov V. Y.

Samara State Aerospace University
(SSAU)
34, Moskovskoye shosse, Samara,
443086, Russia
v.sverbilov@mail.ru

In the paper the influence of dynamic performances of pipe systems connected to the control valve on system stability is studied through mathematical modeling and experimental work. Dynamic interaction between typical pressure control valves and up- and downstream pipelines is investigated. Stability criteria are derived in the form of requirements for input impedances of pipes connected. The best and the worse boundary conditions are deduced for each type of controllers. The best boundary conditions ensure stability even in a case of zero damping of the poppet. The worse boundary conditions determine maximum damping required to keep stability in any other system. To meet the requirements received, effective measures are suggested for each type of the control valve on the basis of special corrective devices (compensators) of the acoustic filter type. A scheme, parameters and location of the devices are determined by the type and parameters of the valve.

Key words: Control valve, stability, boundary conditions, correcting device, acoustic filter, oscillations damper, pipe system

1 Introduction

Complexity of modern gas and hydraulic control systems makes it difficult to predict their dynamic properties at the design stage. During experimental finishing of systems, instabilities frequently occur accompanied by pressure disturbances, valves oscillations, noise and vibration being increased without sources of forced oscillations [1, 2, 3 and 4].

There are two principal approaches for correction system dynamics to satisfy stability demand:

- to affect the regulator dynamics;
- to affect the pipework dynamics.

The first way is traditional and mostly developed. However, in a lot of cases the other one is more simple and effective. This approach is based on the essential influence of coupled lines on the fluid regulator operation. The dependence is especially strong in respect to the simplest devices such as fluid control valves [5 and 6]. Interaction between a pressure - reducing valve and the upstream and downstream pipes and its influence on stability are considered in [7 and 8].

The principal possibility to stabilize pressure controllers by the pipe-line response cor-

rection is shown in [9, 10 and 11]. As effective means for the system performance correction there are presented special devices of acoustic filter type previously developed for suppression forced oscillations [12, 13 and 14]. Now in-line suppressors are commonly used in industry for broadband pressure ripple reduction and its predictive models are available in the literature [15 and 16]. Having small dimensions and mass these devices are characterized by design simplicity and reliability, their inserting into a system does not lead to great changes in the arrangement. The theory of design and application of such devices being developed for suppressing forced oscillations can't be used for solving stability problems without additional research. An operating principal, an efficiency criteria and design approaches are different depending on the problem. So suppressing forced oscillations is based on the correcting devices' ability to dissipate and to redistribute flow oscillations energy [9, 12, 13 and 17]. The efficiency to eliminate self-excited oscillations is defined by regulators' sensitivity to variations of boundary conditions and by the correcting devices' ability to form desired pipe lines dynamic characteristics [10, 11].

Up today the wide theoretic and experimental researches of correcting devices are carried out (for ex. [9, 10, 11, 12, 14, 17 and 18]). Mathematic models, design algorithms and efficiency criteria are developed for some structures of controllers [19, 20 and 21]. Tens of correcting devices and oscillations dampers are created and successfully operates in gas and hydraulic systems of aircrafts and space vehicles. However, some problems restrain wider application of the correcting devices.

To make correct choice of a scheme, parameters and location of the devices it is necessary to have adequate data about the domain of the acceptable variations of dynamic characteristics of the connected pipes to satisfy stability criterion. In the paper, on a basis of a general approach stability criteria are derived for typical pressure controllers in the form of requirements for boundary conditions. Some simplest compensators satisfying stability criteria are proposed.

2 Stability analysis

The linear model of the system fragment shown in Figure 1 can be converted to the form

$$\begin{bmatrix} \bar{p}_3 \\ \bar{m}_3 \end{bmatrix} = [B(s)] \begin{bmatrix} \bar{p}_1 \\ \bar{m}_1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$\bar{m}_1 = -Y_1(s) \bar{p}_1, \quad \bar{m}_3 = Y_3(s) \bar{p}_3, \quad (2)$$

where $B(s)$ - a transfer matrix of the valve, $Y_1(s)$, $Y_3(s)$ - input admittances of upstream and downstream circuits; \bar{p} , \bar{m} - small relative perturbations of pressure and mass flow rate; s - Laplace operator.

The system characteristic equation then can be written as

$$aY_1 + bY_1Y_3 + cY_3 + d = 0, \quad (3)$$

where $a, b, c, d=f(s)$ - real polynomials, components of the matrix $[B]$ defined by structure and parameters of the control valve.

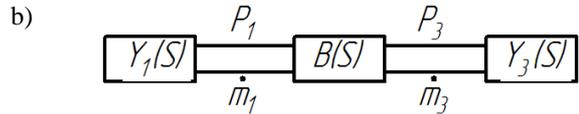
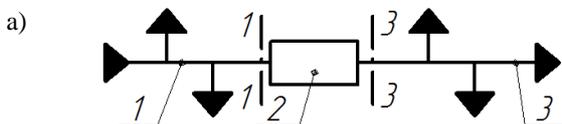


Figure 1. Principal (a) and calculation (b) scheme of a closed loop system:

1-upstream pipework, 2- regulator, 3-downstream pipework.

For resistive loads the input impedances Y_1 and Y_3 have real values. Then the Routh criterion applied for equation (3) gives a stability domain in the Y_1OY_3 plane.

For complex input impedances frequency criteria are used. In a general case, when transfer functions of the input impedances are of a type

$$a_{ij}s^i \exp(st_j) \quad (4)$$

The method of D -decomposition is applied to determine stability domains in the complex planes $Y_1(j\omega)$ or $Y_3(j\omega)$. Assuming resistive input impedance of one part of the system, the domain boundary in the complex plane of other part can be described by

$$Y_{1*}(j\omega) = -\frac{c(j\omega)Y_3 + d(j\omega)}{b(j\omega)Y_3 + a(j\omega)}, \quad (5)$$

or

$$Y_{3*}(j\omega) = -\frac{a(j\omega)Y_1 + d(j\omega)}{b(j\omega)Y_1 + c(j\omega)}. \quad (6)$$

In the case when transfer functions may be approximated as

$$Y(s) = m(s) / n(s) \quad (7)$$

where $m(s)$ and $n(s)$ are real polynomials, the Nyquist criterion seems more appropriate.

Then the open loop transfer function with the respect of (5) and (6) can be modified as follows

$$W_1(s) = -Y_1(s) / Y_{1*}(s)$$

$$W_3(s) = -Y_3(s) / Y_{3*}(s).$$

The Nyquist criterion thus can be formularize in the form of requirements for permissible location of pipeline characteristic $Y_i(j\omega)$ referred to the regulator boundary line $Y_{i*}(j\omega)$. Such a form of stability conditions makes it possible to looking for the way of correction separately for each fragment of the system and

to use for each one both theoretic and experimental description.

The approach suggested was applied in the research of the systems having the single-stage pressure regulator (Figure 2). The study was limited by the type of passive connected pipe-works having no sources of acoustic energy, which input impedance characteristics are located on the left half plane ($Re Y(j\omega) > 0$). The experiments were carried out with regulators of aircraft and space systems and air as fluid. The tested regulators were adjusted to decrease friction and to fit pressure and displacement transducers. To obtain various values of input impedances in the experiment there were used pipes of a wide range of lengths and diameters, bottles of variable capacity and throttles of porous material having performances closed to linear ones at a small flow rate.

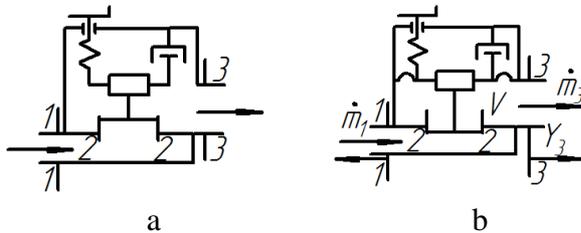


Figure 2. Diagrams of upstream (a) and downstream (b) pressure control valves

In the course of the investigation the next main results were obtained [10, 11 and 18]:

1. In the plane of the lines' input impedances there is a stability domain, whose sizes tend to be smaller with decreasing the valve's damping factor ζ , but that does exist even with $\zeta = 0$ (assuming the natural operator of the spring-mass unit is $T^2 s^2 + 2\zeta Ts + 1$). For the case of a gas pressure reducer the stability domain is situated at so high values of the admittance Y_3 (Figure 3), which is too difficult to obtain. For a relief valve as an upstream pressure regulator the stability domain expands to low values of the admittances Y_3 and Y_1 , as a rule not available in practice because of a high pipe capacity in such systems.

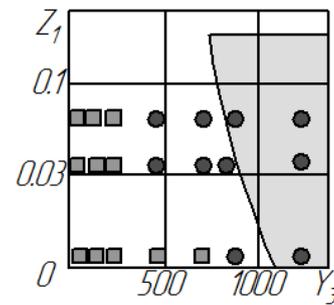


Figure 3. Stability domain of the pressure reducing valve with a resistive load:
 ■ - theoretical stability domain, experimental results
 ● - stability, ■ - instability

2. Analysis on the complex planes $Y_3(j\omega)$ and $Y_1(j\omega)$ shows that the response of downstream pipework $Y_3(j\omega)$ has the greatest influence on the pressure reducer stability, and the response of upstream pipework $Y_1(j\omega)$ - on the relief valve stability.

In the general case of passive systems with distributed parameters (transfer function as (4)) the stability domains are located to the right of the curves $Y_3(j\omega)$ and $Y_1(j\omega)$ (Figures 4 and 5) (the curve's branches for $\omega < 0$, symmetric relatively real axis, are not shown; $\omega = \omega/\omega_n$, where ω_n - the natural frequency of the spring-mass unit). The ranges of each domain are dependent on other pipe admittance: with decrease of Y_1 (Fig.4) or Y_3 (Figure 5) the boundary lines shift to the left broadening the stability domains. However, a small extension here causes great losses in pipe capacity.

3. Increase in damping ratio leads to essential widening of the stability domain. At the certain value $\zeta = \zeta_0$ the curve $Y_{3*}(j\omega)$ (Figure 4) may be shifted to the left down to the point $Y_3=1$. It is the lowest real Y_3 value, sonic flow conditions being established in the outlet throttle. At such value ζ (in our example $\zeta_0 = 0.35$) the stability domain spreads nearly all over the right half-plane, and the pressure reducer will be stable practically with any dissipative pipe-work.

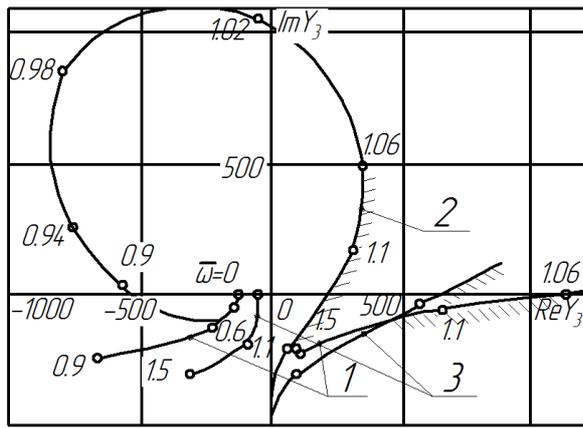


Figure 4. Stability domain of the reducer on the complex plane of input admittance $Y_3(j\omega)$ of a downstream pipeline: 1 - $\zeta = 0, Y_1 = 1000$; 2 - $\zeta = 0.05, Y_1 = 1000$; 3 - $\zeta = 0, Y_1 = 5$

The boundary conditions $Z_1 = 1/Y_1 = 0$ and $Y_3 = 1.0$ should be considered as the worst type of coupled pipelines when the highest value of inherent damping of the pressure reducer is required for the system stability.

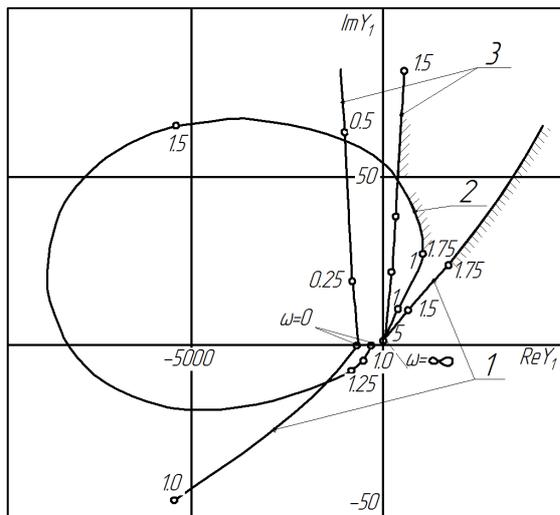


Figure 5. Stability domain of the relief valve on the complex plane of input admittance $Y_1(j\omega)$ of an upstream pipeline: 1 - $\zeta = 0, Y_3 = 1000$; 2 - $\zeta = 0, Y_3 = 100$; 3 - $\zeta = 0.05, Y_3 = 1000$

As for the relief valve it should be accepted zero values of the input impedances $Z_1 = Z_3 = 0$ for the worst boundary conditions.

4. For the special case of systems, the transfer function of which can be polynomial approximated as (7), the next stability condition is derived. In accordance with the Nyquist criterion to stabilize pressure reducer it is quite enough to place not all the curve $Y_3(j\omega)$ to the

right of the locus $Y_3^*(j\omega)$ (Figure 4) but its definite part in a range between frequencies at the crossing-points of the curve $Y_3^*(j\omega)$. For stabilizing system having the upstream pressure regulator only that part of the curve $Y_1(j\omega)$ must be situated to the right of $Y_1^*(j\omega)$ (Figure 5), which begins from a frequency at the point of intersection the locus $Y_1^*(j\omega)$.

5. Different results are obtained for the check valve [11]. Its diagram is similar to the relief valve's (Figure 1 a) and a distinctive feature is a low pressure drop at a high inlet pressure. For this reason the upstream and downstream pipework has almost similar impact on system stability. The worst boundary conditions for the check valve are zero values of the input impedances $Z_1 = Z_3 = 0$. In this case the valve stability is determined only by damping in the spring-mass unit. For the general case of transfer function (4) an increase of resistive component and decrease of reactive one lead to widening stability margin.

These results may be used as initial data for system correcting in various cases of the regulator arrangements.

3 Measures for dynamic correction

The requirement features of pipework characteristics can be obtained so by choosing pipeline parameters, as by inserting into system special corrective devices. The first approach uses as a rule, on the design stage, when creating former dynamic properties permits to avoid many difficulties on the testing stage. Such an approach being employed on the operational development stage is not always effective and needs many system reconstructions. On this stage it is more beneficial to use corrective devices.

In some cases the task can be easy solved by the simplest means as throttles, bottles etc., using features of a concrete pipework coupled. So, when a regulator is loaded with a pipe ended by a bottle, a throttle with the resistance equal to wave pipe impedance being placed at the open end makes the input impedance real. As it follows from stability domain configurations such a load matching can be sufficient for stabilizing a relief valve. To stabilize a pressure reducer it is necessary besides that the load input admit-

tances should be of its stability domain (Figure 3).

These requirements in respect to a downstream line are easily carried out when a pressure reducer operates with a bottle as a load. Then the proper value of admittance can be obtained by putting a throttle with definite resistance at the reducer outlet.

It should be noticed that an additional steady state error of control arising due to a cascade setting of throttles up to corrector structures is usually not a large in view of a low input impedance required for a controlled pressure line (at the experiments the pressure drop on the throttle did not exceed 0.3% of the controlled pressure).

In many systems the pressure reducer load has a low value of input admittance lying far out of the stability domain. It may be essentially increased only by inserting into the pipework the devices with capacitive elements. The simplest ones among that are devices of *R-C* (resistance - capacitance) and *R-L-C* (resistance - inductance - capacitance) types that give an opportunity to increase the real part of admittance in a definite frequency range.

Figure 6 shows the gain-phase characteristic $Y_H(j\omega)$ of the input admittance of the *R-L-C* type device (the Helmholtz resonator). The curve has a circle form with a diameter in inverse ratio to the resistance R of the resonator throat. The *R - C* type device characteristic looks like upper part of the circumference in Fig.6.

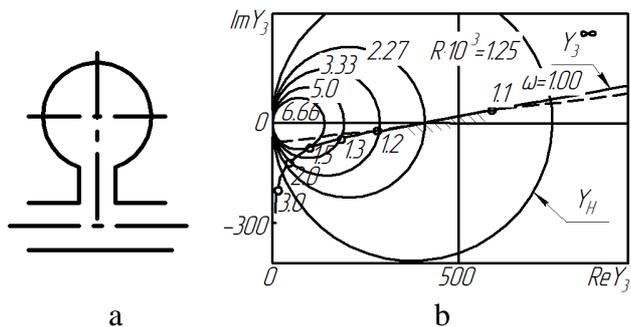


Figure 6. Diagram of resonator (a) and gain-phase characteristics (b) of the reducer and the resonator at various values of a throat resistance ratio $\bar{R} = R \cdot \dot{m}_{max} / p_{30}$

For calculating of such devices installed at the beginning of the downstream pipeline it can be assumed $Y_3(j\omega) = Y_H(j\omega)$. So putting the $Y_H(j\omega)$ response on the locus $Y_{3*}(j\omega)$ one can see that beginning from the definite value of R

the parts of the $Y_H(j\omega)$ curves find itself to the right of $Y_H(j\omega)$ even in the case of the worst upstream pipeline at $Z_l = 0$ ($Y_l \rightarrow \infty$). Estimating the coordinates of the crossing points and using stability conditions above one can determine the values of C and L for the each value of R , and then the design parameters of the devices can be established with following calculations of the volume (V) of the chamber and the length to diameter ratio of the throat (l/d).

The investigations show that using the devices of a resonance type (*R-L-C*) gives an opportunity to make design of smaller overall dimensions than in the case of *R-C* type devices.

For further decreasing of the dimensions or increasing the stability margin the resistance may be installed parallel to the resonator throat.

Figure 7 presents the theoretical and experimental results for the pressure reducer studied. At the chamber volume of the reducer's sensing element $50 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$ the stable operation was reached at the same volume of the resonator chamber: $50 \dots 80 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$.

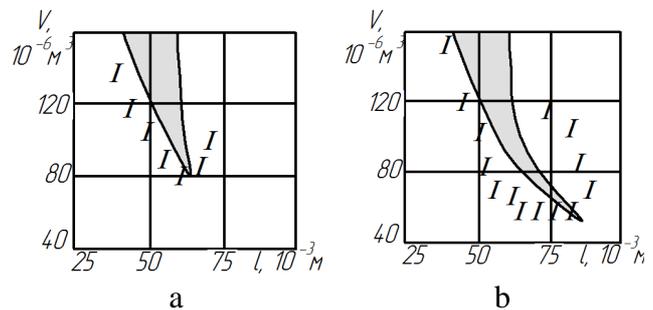


Figure 7. Stability domain of the pressure reducer in a plane of resonator parameters: a - $R=4 \cdot 10^6 \text{ 1/m/s}$; b - $R=7.5 \cdot 10^6 \text{ 1/m/s}$; \blacksquare - theoretical boundary of stability domain; I - transition zone between stable and unstable behavior (experiment)

The great advantage of such devices besides design simplicity and small dimensions is the absence of additional control error.

To obtain stability of the check valve having small inherent damping by action on the boundary conditions is the challenging task. Mostly it can be solved by the proper valve design. If such approach is not sufficient then more complicated devices of an acoustic filter type should be used. Some of them are considered in [11, 12 and 18]. The great advantage of some circuits is that their designing are independent of pipeline dynamics but definite efficiency can be guaranteed even at the worst load.

In our case the devices with resistive wave impedance are of the most interest (Figure 6).

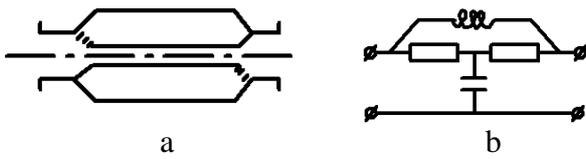


Figure 8. The diagram (a) and equivalent circuit (b) of the correcting device with resistive wave input impedance

As it was shown in [12] its characteristic impedance can be matched over a wide frequency range to a resistive type being constant and independent of coupled pipework. Application of this type correcting device for solving stability problem was considered in [22].

4 Conclusion

1. **Stability criteria** for gas pressure controllers are derived in terms of demands for **input impedances** of pipes connected.

2. **The stability conditions** derived give an opportunity to determine parameters of the controller being stable with arbitrary system so as to determine system frequency response suitable for the given controller.

3. Stability of gas pressure controllers can be obtained by means of **external devices** even in the case of **zero damping** of mechanical parts.

4. It is derived **the best** and **the worth** boundary conditions for each controller's type:

- once **the best** boundary condition is realized then **zero damped** controller will be stable;
- once the controller has **enough inherent damping** to be stable in **the worth** boundary condition then it will be stable in any other system.

5. Gas pressure reducer can be stabilized by **Helmholtz resonator** with by-pass restrictor.

6. In the simplest cases of the systems, stability of gas pressure reducer /relief valve can be obtained by **the restrictor** placed at the outlet /inlet.

This work was supported by the Ministry of education and science of the Russian Federation in the framework of the implementation of the Program of increasing the competitiveness of

SSAU among the world's leading scientific and educational centers for 2013-2020 years

References

- [1] Weaver, D. B. (1980) Flow Induced Vibrations in Valves Operating at Small Openings. *Practical Experiences with Flow-Induced Vibrations Symposium, Karlsruhe*. 1979, Berlin, pp. 305-319
- [2] Follmer, B., Zeller, H. (1980) The Influence of Pressure Surges on the Functioning of Safety Valves. *Third International Conference on Pressure Surges, Canterbury, England*. pp. 429-444
- [3] Misra, A., Behdinin, K., Gleghorn, W.L. (2002) Self-Excited Vibration of a Control Valve due to Fluid-Structure Interaction. *Journal of Fluids and Structures*, 16(5), pp. 649-665
- [4] Johnston, D.N., Edge, K.A., Brunelli, M. (2002) Impedance and Stability Characteristics of a Relief valve. *Proc. IMechE. Vol. 216. Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, pp. 371-382.
- [5] Funk, J.E. (1964) Poppet Valve Stability. *J. Bas. Eng., Trans. ASME*. June 1964, pp.207-212.
- [6] Thomann, H. (1976) Oscillations of a simple valve connected to a pipe. *J. Applied Math, and Physics*, vol. 27, pp.23-40.
- [7] Hilton, D.J. (1978) Interaction between a pressure - reducing valve and the upstream pipe. *Proc. 5th Int. Fluid Power Symp., Durham, Eng.*, paper G2, pp.23-44.
- [8] Hilton, D.J., Lichtarowicz, A. (1973) Instabilities in a pressure reducing valve-pipework system: valve with downstream pipeline only. *Proc. 3 rd Int. Fluid Power Symp.*, C3, Turin, pp. 45-49.
- [9] Shorin, V.P. (1989) The Correction of Dynamic Characteristics of Hydraulic and Gas Lines of Automatic Systems. *Proc. 2nd Int. Fluid Power Trans. & Control Conf., Hangzhou*, pp. 791-795.
- [10] Shorin, V.P., Sverbilov, V.Y. (1991) Method to Improve Dynamic Characteristics and to Stabilize System with Gas Pressure Regulators. *Proc. 1 st Int. Fluid Power Trans. & Control Symp., Beijing*, pp. 359-362.
- [11] Shorin, V.P., Sverbilov, V.Y. (1993) On Possibility of Suppressing Self-Excited Oscillations of Relief and Check Valves by Actions on Pipe Line Performance. *Proc. 2nd JHPS Int. Symp. on Fluid Power, Tokyo*, pp. 465-470.
- [12] Shorin, V.P. (1980) Removing Oscillations in Aircraft Pipeworks. *Mashinbuild. Publish., Moscow*. 156 pp. (in Russian).
- [13] Washio, S., Konishi, T., Ueta, T. (1988). Research on Wave Phenomena in Hydraulic Lines. *The 16 th Report, Pulsation Reduction by Branch Pipe Filters, Trans. Jap. Soc. Mech. Eng.*, v.54, pp. 1953-61.
- [14] Shakhmatov, E., Kruchkov, A., Prokofiev, A., Sverbilov, V. (2007) Vibroacoustic Load Reduction in Hydro Mechanical Systems by Use of Flow Oscillation Dampers. *Proc. PTMC, Bath, UK*, pp. 351-366.
- [15] Marek, K.A., Gruber, E.R., Gunefare, K.A. (2013). Linear Multimodal Model for a Pressurized Gas Bladder Style Hydraulic Noise Suppressor. *International Journal of Fluid Power*. Vol.14, No. 2, pp. 5-15.

- [16] Earnhart, N.E. and Gunefare, K.A. (2012) Compact Helmholtz Resonator for Hydraulic Systems. *International Journal of Fluid Power*. Vol.13, pp. 41-50.
- [17] Shorin, V.P. et al. (2005) Flow ripple and noise reduction in hydro mechanical systems. SSAU, Samara. - 314 p. ISBN 5-93424-203-2 (in Russian).
- [18] Shorin, V.P., Sverbilov V.Y., Shestakov G.V. (1996) Correcting Devices for Control Systems. *Proceedings of the Third JHPS International Symposium on Fluid Power, Yokohama*, pp.597-601.
- [19] Ilyukhin, V., Makaryants, G., Makaryants, M., Sverbilov, V., Shakhmatov, E. (2011) On Self-excited Oscillations of a Pilot-Operated Gas Pressure Control Valve. *Proceedings of the 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere*. Vol.1, pp. 115-124. ISBN 978-952-15-2518-6.
- [20] Sverbilov, V., Makaryants, G., Makaryants, M., Ilyukhin, V., Mironova, T., Stadnik, D., Shakhmatov, E. (2012) Improvement in Dynamic Properties of a Pilot-Operated Gas Pressure Control Valve. *Proc. 8th International Fluid Power Conference, Dresden*, Vol. 3, pp. 279-291.
- [21] Sverbilov, V., Stadnik, D., Makaryants, G. (2013) Study on Dynamic Behavior of a Gas Pressure Relief Valve for a Big Flow Rate. *Proceedings of the ASME/BATH Symposium on Fluid Power & Motion Control FPMC2013*, Sarasota, Florida, USA.
- [22] Sverbilov, V.Y. (1985) The correcting device of resistive impedance type for stabilizing system with gas pressure regulators. *Dynamic processes in vehicle power plants, Kuibyshev*, pp. 49-56 (in Russian)

УДК 629.7.064.2

ДИНАМИКА САР ДАВЛЕНИЯ В ГАЗОВОЙ ПОДУШКЕ ТОПЛИВНОГО БАКА ЖРД

Стадник Д. М.,
Свербилов В. Я.

Самарский государственный
аэрокосмический университет
имени академика С. П. Королёва
(национальный исследовательский
университет) (СГАУ)
443086, Россия, г. Самара,
Московское шоссе, 34
sdm-63@bk.ru

Дан анализ влияния осевой перегрузки на динамические характеристики САР давления в газовой подушке топливного бака ЖРД. Определены частотные характеристики системы. Указывается возможность применения разработанной модели при расчёте динамических характеристик топливной системы ЖРД.

Ключевые слова: регулятор давления газа непрямого действия, осевая перегрузка, динамика САР, амплитудно- и фазочастотные характеристики, расчет.

1 Введение

Обеспечение требуемого давления в газовой подушке топливного бака ЖРД во многом определяет эффективную работу турбо-насосного агрегата (ТНА) [1]. Нередко возникают случаи нарушения нормального функционирования системы регулирования давления, связанные с процессом самовозбуждения колебаний и вибраций подвижных элементов регулятора (автоколебания).

Разработке методик расчета динамических характеристик САР посвящено большое число работ, например, [1-3], в которых рассмотрено решение задач обеспечения устойчивости конкретных систем. В данном случае исследуемая система представляет собой регулятор непрямого действия [4], состоящего из основного клапана (ОК) и управляющего клапана (УК) (рисунок 1).

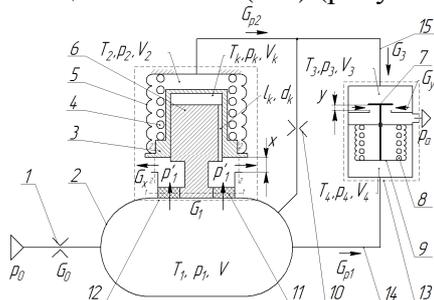


Рисунок 1. Имитация штатной работы системы наддува:

1, 10 - дроссель; 2 - ёмкость; 3 - тарель клапана; 4, 8 - пружина; 5, 9 - сильфон; 6 - направляющая; 7 - шток; 11 - пакет сетчатых элементов; 12 - ОК; 13 - УК; 14, 15 - трубопровод

Особенностью этой системы является достаточно высокие требования по точности поддержания давления в баке в широком диапазоне расходов (0...2.0 кг/с). Кроме того,

ОК имеет плоскую тарель, что приводит к появлению большой аэродинамической силы. Поэтому важным и актуальным является изучение динамических процессов, возникающих при работе САР в газовой подушке топливного бака и влияющих, в первую очередь, на обеспечение требуемого давления на входе в насос.

2 Коррекция математической модели

В предыдущих работах [4-6] особое внимание уделялось исследованиям, направленным на обеспечение устойчивости регулятора давления газа. При этом в модели не учитывалось влияние осевой перегрузки, действующей во время полета ракеты-носителя и меняющейся в диапазоне значений от 0 до 4g. До настоящего времени влияние осевой перегрузки на динамику САР давления газа остается малоизученным. В данной работе авторы пытаются устранить этот пробел за счет уточнения уравнения равновесия тарели ОК [6]:

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} + D \cdot \frac{dx}{dt} + J \cdot x + m \cdot g \cdot (1 \pm n_x) + P_0 - P_{\Sigma} = 0, \quad (1)$$

где m - приведенная масса тарели с пружиной и сильфоном; x - положение тарели над седлом; D - вязкое демпфирование; J - суммарная жесткость пружины и сильфона ОК; P_{Σ} - суммарная сила нелинейного трения и аэродинамической подъемной силы; P_0 - усилие предварительной затяжки пружины ОК, g - ускорение свободного падения, n_x - коэффициент осевой перегрузки.

3 Численное моделирование и результаты исследования

Для исследования динамических характеристик САР давления в газовой подушке топливного бака были использованы выведенные в работе [6] уравнения (1)...(20) с учетом уравнения движения тарели ОК, представленного в виде выражения (1). Исследования проводились с использованием программного пакета MATLAB/SIMULINK.

При моделировании динамических процессов в регуляторе давления использовался одношаговый явный классический метод Рунге-Кутты 4-го и 5-го порядка (ode 45). Во многих случаях он дает хорошие результаты.

На рисунке 2 показаны графики изменения высоты подъема тарели над седлом x и давления в емкости $p_{над}$ по времени при ступенчатом изменении коэффициента осевой перегрузки n_x .

Как следует из рисунков резкое, изменение осевой перегрузки, связанное, например, с изменением тяги при полете РН, приводит к резкому прикрытию ОК, что сопровождается незначительным повышением давления в емкости. Причем движение тарели ОК может сопровождаться колебательными процессами, которые при недостаточном демпфировании могут приводить к поломке запорно-регулирующих элементов и как следствие к разрушению топливных баков. Поэтому важным является обеспечение требуемой величины демпфирования подвижных элементов регулятора.

Анализ графиков, приведенных выше, показывает, что требуемое демпфирование можно обеспечить путем выбора параметров канала, соединяющего глухую полость между направляющей и тарелью клапана с газовой подушкой бака. При этом нужно учитывать активное и реактивное (инерционное) сопротивление соединительного канала [5].

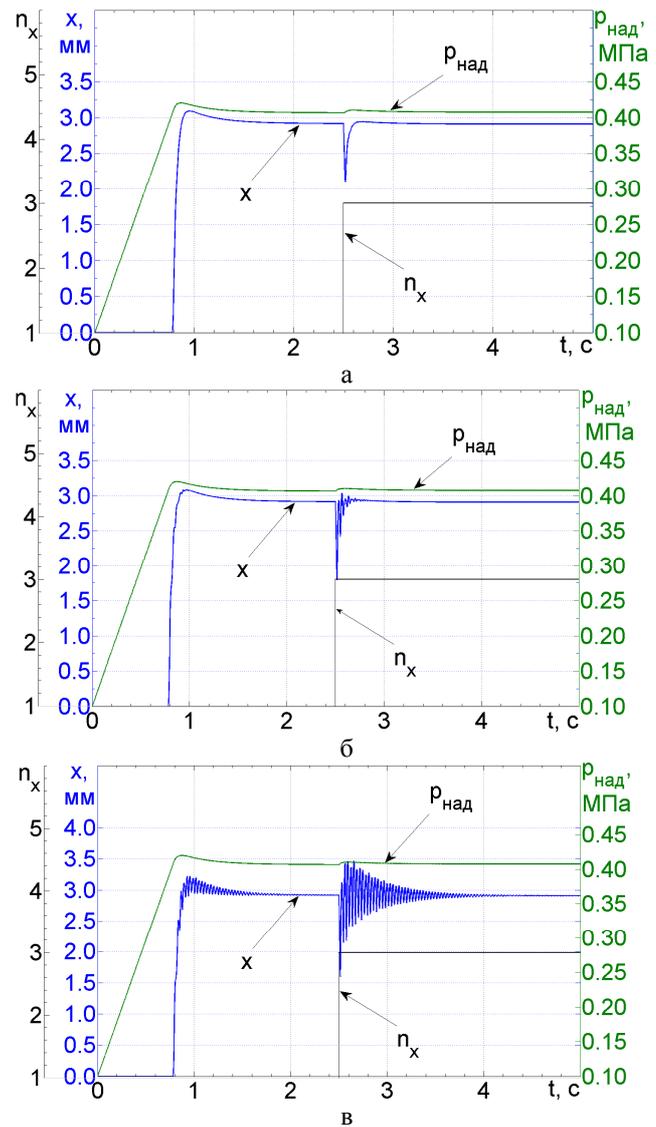


Рисунок 2. Переходные процессы изменения положения x тарели ОК и давления газа в емкости при ступенчатом изменении коэффициента осевой перегрузки n_x при различных диаметрах канала: а - $d_k=1,2$ мм, б - $d_k=1,6$ мм, в - $d_k=2$ мм

Для исследования динамики системы регулирования давления газа в емкости были построены амплитудно-частотные и фазочастотные характеристики (рисунок 3) с использованием метода малых отклонений при синусоидальной осевой перегрузке

$\Delta n_x = A_{n_x} \cdot \sin(\omega \cdot t + \phi_0)$. Выходным параметром являлось изменение давления газа в емкости $\Delta p_{над}$.

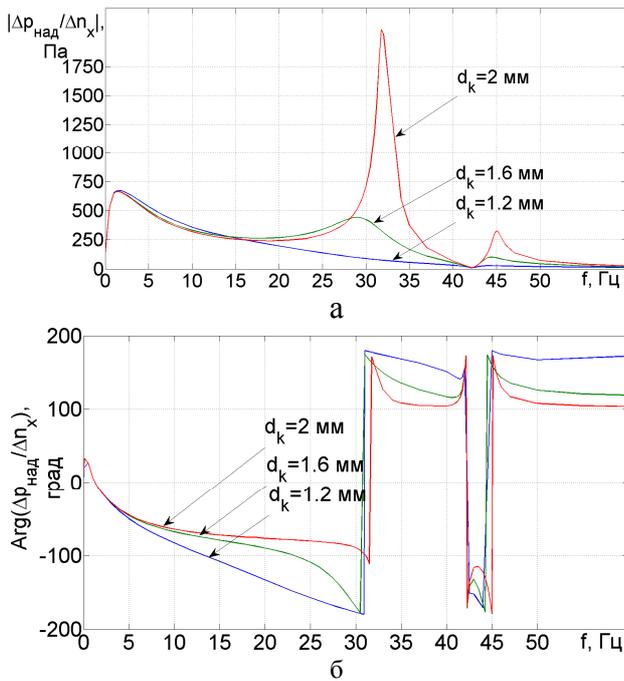


Рисунок 3. Амплитудно (а) и фазочастотная (б) характеристики системы «ёмкость – регулятор давления»

Анализ представленных выше характеристик показывает, что на низких частотах наблюдается незначительный резонансный пик. При увеличении частоты возмущающего воздействия до 30...34 Гц наблюдается резкое увеличение амплитуды изменения давления газа в емкости, связанное с резонансом пружинно-массовой системы ОК. При этом амплитуда колебания давления в емкости может превысить 2 кПа в случае некорректного подбора диаметра канала ($d_k=2$ мм) демпфирующего элемента ОК.

4 Заключение

Учитывая соосность направляющей ОК и вектора тяги, необходимо принимать в расчет изменение давления в газовой подушке, которое строго регламентировано технической документацией и напрямую связано с обеспечением требуемого давления компонента топлива на входе в ТНА.

Таким образом, учёт такого параметра как осевая перегрузка является обязательным условием для обеспечения требуемого качества динамических процессов в САР давления в газовой подушке топливного бака ЖРД. Разработанная модель позволяет существенно сократить время на экспериментальную отработку регулятора с целью реализации требуемых статических и динамических характеристик. Разработанная математическая модель может быть использована при расчете динамических характеристик топливной системы ЖРД.

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

Список использованных источников

- [7] Ring, E. (1964) Rocket Propellant and Pressurization Systems, *Prentice Hall*.
- [8] Бугаенко, В.Ф. Пневмоавтоматика ракетно-космических систем [Текст] / В.Ф. Бугаенко. Учеб. пособие для вузов. – М.: «Машиностроение», 1979. – 168 с.
- [9] Гликман, Б.Ф. Автоматическое регулирование жидкостных ракетных двигателей [Текст] / Б.Ф. Гликман. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 296 с.
- [10] Sverbilov, V., Stadnik, D., Makaryants, G. (2013) Study on dynamic behavior of a gas pressure relief valve for a big flow rate, *ASME/BATH 2013 Symposium on Fluid Power and Motion Control, FPMC*.
- [11] Свербилов, В.Я. Исследование динамических характеристик системы регулирования давления в газовой подушке топливного бака ЖРД [Текст] / В.Я. Свербилов, Д.М. Стадник // Известия СНИЦ РАН. – 2011. – т. 13, №4(3). – С. 1227-1229.
- [12] Стадник, Д.М. Обеспечение устойчивости регулятора давления газа непрямого действия посредством установки дросселя на входе [Текст] / Д.М. Стадник, В.Я. Свербилов, Г.М. Макарьянц, М.В. Макарьянц // Вестник СГАУ. – 2012. – № 3-2 (34). – С. 184-192.

DYNAMICS OF TANK PROPELLANT HEAD CONTROL SYSTEM

**Stadnik D. M.,
Sverbilov V. Y.**

Samara State Aerospace University
(SSAU)
34, Moskovskoye shosse, Samara,
443086, Russia
sdm-63@bk.ru

In the paper the impact of the axial acceleration factor on dynamic characteristics of the pressure controls of the gas pillow of liquid-propellant rocket's fuel tank is considered. Frequency responses are defined. Possible applications of the developed model are proposed.

Key words: *pilot operated gas pressure controller, axial acceleration factor, control system dynamics, gain and phase frequency responses*

УДК 681.8

СНИЖЕНИЕ ШУМА И ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ СТАНЦИЙ

Иголкин А. А.

Самарский государственный
аэрокосмический университет
имени академика С. П. Королёва
(национальный исследователь-
ский университет) (СГАУ)
443086, Россия, г. Самара,
Московское шоссе, 34
igolkin@pochta.ru

Разработана математическая модель пневматического редуционного клапана с глушителем в среде Matlab, используемая, для определения степени открытия седельного клапана, давления на выходе, и уровня акустической мощности при установке глушителя на выходе из клапана. Выявлены оптимальные площади проходных сечений элементов глушителя. Приведены результаты экспериментальных исследований влияния конструктивных параметров на акустические характеристики системы. На основе проведенных исследований разработана конструкция глушителя, снижающая шум на 30 дБА.

Ключевые слова: Система трубопроводная; станция газораспределительная; регулятор давления; шум; глушитель

В настоящее время одной из важных проблем является повышенный шум и вибрация трубопроводов различного назначения. Повышенный уровень шума негативно воздействует на персонал и окружающую среду. Известно, что трубопроводы разрушаются от комплексного воздействия механической вибрации, давления рабочей среды и вибрации, рождённой пульсирующим потоком. Снижением вибрации трубопроводных систем посвящены работы Ключкина И.И., Старцева Н.И., Шорина В.П., Шахматова Е.В., Генкина М.Д., Никифорова А.С., Ионова А.В., Бобровницкого Ю.И. и др. Причём, в качестве источника этих возмущений учёные рассматривают насосы, компрессора, нагнетатели, авиационные и ракетные двигатели, двигатели внутреннего сгорания. Однако, существует большой класс элементов пневматических и газотранспортных систем, которые создают возмущения, не имея движущихся элементов, и эти возмущения рождают опасные для прочности вибрации (Acoustic Induced Vibration) и шум. Это регуляторы давления, клапана, задвижки и другие препятствия. В 1982 году Carucci и Mueller выпустили работу, посвящённую разрушению трубопроводов от акустической усталости [1]. В плоскости L_w и D нанесли около 30 трубопроводов и вывели критерий (рисунок 1). По данным Robert D. Bruce и др. с 1975 по 2009 годы разрывы трубопроводов унесли жизни более 200 человек, а экономические потери составляют 10.7 миллиардов долларов. Причем 10-15 %

разрушений связывают с акустической усталостью [2].

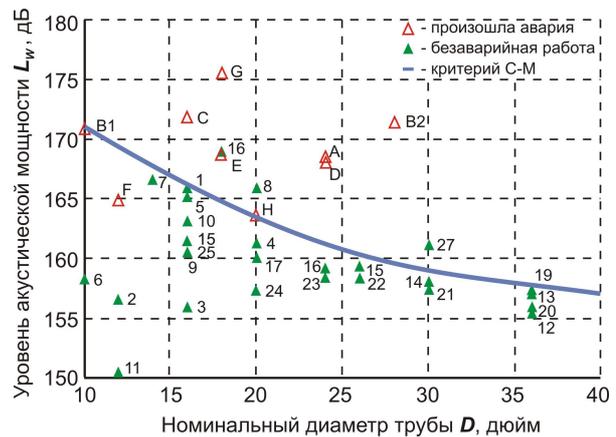


Рисунок 1. Данные по разрушениям трубопроводов

В статье Кармановой В.В., Олейникова А.Ю., Петрова С.К., Полях И.И., Толоконникова И.С., детально исследуется вибрация трубопроводов газораспределительных станций [3]. Однако в работе не уделено внимание вопросам снижения шума. Диссертация Емельянова О.Н. посвящена разработке эффективных глушителей шума сброса газа на компрессорных станциях [4]. Однако снижение шума регуляторов имеет некоторые особенности, связанные с поддержанием давления в системе.

Одним из примеров развитого трубопроводного транспорта является газораспределительная сеть ОАО «Газпром». Общая длина газопроводов России составляет более 170 тыс. км. В процессе транспортировки природного газа, периодически возникает

необходимость его редуцирования, что осуществляется на специальных газораспределительных станциях. Шум - результат энергетических изменений в системе редуцирования газа. При этом основным источником шума является регулятор давления. Поэтому снижение шума актуально не только с точки зрения санитарных норм (СН) и динамики, но и с точки зрения прочности.

Автором проведены измерения уровня шума и вибрации на ГРС-19А ООО «Газпром трансгаз Самара». Результаты измерений представлены на рисунке 2.

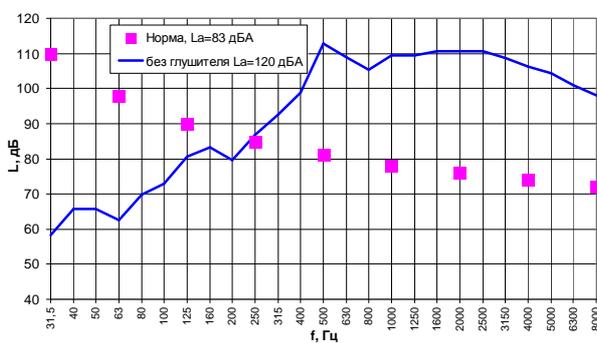


Рисунок 2. Спектр шума на расстоянии 1 м от трубопровода в зале редуцирования ГРС 19 А

Из рисунка видно, что уровень звукового давления существенно превышает нормы, начиная с третьоктавной полосы 315 Гц. Существуют работы посвященные снижению шума и вибрации технических систем. Среди производителей регулирующей и запорной арматуры можно выделить ряд компаний успешно реализующих мероприятия по снижению шума (Fisher, Emerson, Samson, Tartarini, Masoneilan, Valin и др.).

Анализ зарубежной и отечественной литературы показал существование двух методов снижения аэродинамического шума клапана. Это ступенчатое дросселирование и деление потока (разбиение на мелкие струйки). К средствам снижения шума регулятора относятся: глушители, звукоизолирующие кожухи, облицованные звукопоглощающим материалом трубопроводы и др. (рисунок 3).

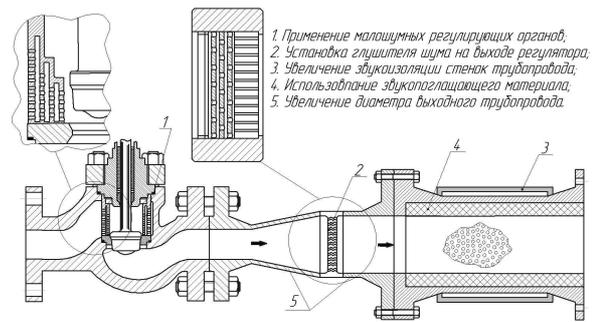


Рисунок 3. Комплекс средств по снижению шума клапана

Однако установка звукоизолирующего кожуха не решает проблему прочности трубопроводов. К тому же ни в одной из работ не указано, как именно выбирать число ступеней глушителя и как выбирать его параметры.

Для создания эффективной конструкции глушителя шума необходимо проведение математического моделирования. Для поиска оптимальных характеристик элементов глушителя пневматической или газотранспортной системы с запорно-регулирующей арматурой, обеспечивающих наиболее эффективное снижение шума, впервые разработана математическая модель системы, где рассматривается совместно глушитель шума с источником шума (клапаном или любым другим элементом запорно - регулирующей арматуры). Глушитель представляет собой набор перфорированных шайб (рисунок 4).

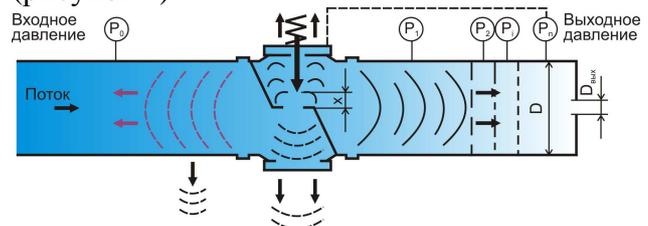


Рисунок 4. Расчетная схема глушителя шума

Полная акустическая мощность W , генерируемая всей системой, состоящей из клапана и n шайб, считается равной сумме мощностей клапана $W_{кл}$ и мощностей каждой шайбы ГПД W_i :

$$W = W_{кл} + \sum_{i=2}^N W_i, \quad (1)$$

Разработана математическая модель глушителя для определения числа ступеней дросселирования:

$$\begin{cases} \pi_{крит} = \left[1 - F_L^2 \left(1 - \left(\frac{2}{k+1} \right) \cdot \frac{k}{k-1} \right) \right] - 1, \\ \pi_{расч} < \pi_{крит} \\ n = \frac{\ln\left(\frac{p_0}{p_n}\right)}{\ln(\pi)} \end{cases}, \quad (2)$$

где $\pi_{расч}$ - расчётный (желаемый) перепад давления на одном элементе системы «источник-глушитель»; n - число ступеней глушителя; p_0 - давление на входе в систему; p_n - давление на выходе из системы; F_L - коэффициент восстановления давления.

Расчет давлений в междроссельных камерах производится по упрощенной модели [4].

$$\begin{cases} G_x = \mu_x \cdot \pi \cdot d_x \cdot x \cdot p_{10} \cdot \sqrt{\frac{k}{R \cdot T_{10}} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}, \\ G_x = \mu_x \cdot \pi \cdot d_c \cdot x \cdot p_{10} \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_{10}} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_i}{p_{10}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_i}{p_{10}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \\ G_i = \mu_i \cdot \pi \cdot F_{ши} \cdot p_i \cdot \sqrt{\frac{k}{R \cdot T_i} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}, \\ G_i = \mu_i \cdot F_{ши} \cdot p_i \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_i} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \\ (C_1 + C_2) \cdot x - P_{01} + P_{02} + p_m \cdot F_m - p_1 \cdot F_c + p_{10} \cdot F_{порпет} - p_a \cdot F_m = 0. \end{cases} \quad (3)$$

где: p_c - давление в полости; G_{i+1} - массовый расход через шайбу; G_{out} - массовый расход на выходе; μ_x - коэффициент расхода; d_c - диаметр седла клапана; x - ход тарели клапана; R - газовая постоянная; T_{10} - температура торможения; k - показатель адиабаты; p_i - давление перед пакетом дроссельных шайб i ; p_{10} - давление на входе в регулятор; $\beta_{кр}$ - критическое отношение давлений; μ_i - коэффициент расхода через шайбу; $F_{ши}$ - площадь проходного сечения шайбы; P_{Σ} - сумма сил нелинейного трения и аэродинамической подъёмной силы; P_{01} , P_{02} - усилие предварительной затяжки пружин регулятора (клапана); p_m - давление в подмембран-

ной полости; F_m - площадь мембраны; p_a - атмосферное давление; F_c - площадь седла клапана; $F_{порпет}$ - площадь тарели.

Система уравнений (3) описывает функционирование регулятора давления газа с присоединённой ёмкостью и пакетом дроссельных элементов. Для расчёта акустической мощности, генерируемой клапаном или шайбой, использовалась модель, приведенная в монографии под редакцией L. Beranek [5].

Аэродинамический шум определяется кинетической энергией газа. Используя коэффициент пропускной способности C_v , удельный вес G_f пара или газа (относительно воздуха $G_f = 1$) и входное давление P_0 можно определить кинетическую энергию $W_{кэ}$:

$$W_{кэ} = 7.7 \times 10^{-11} C_v F_L c_0^3 P_0 G_f, \quad (4)$$

где c_v - коэффициент пропускной способности клапана (valve flow coefficient); F_L - коэффициент восстановления давления (pressure recovery coefficient); P_0 - статическое давление перед клапаном.

Акустическая мощность и уровень акустической мощности определяются по формулам:

$$W_{ак} = \eta W_{кэ}, \quad \text{Вт} \quad (5)$$

$$L_W = 10 \log \frac{W_{ак}}{10^{-12}}, \quad \text{дБ} \quad (6)$$

где η - акустический к.п.д. клапана;

Рассмотрим решение задачи оптимизации на примере системы “регулятор давления с глушителем, состоящим из одной дроссельной шайбы” (рисунок 5).

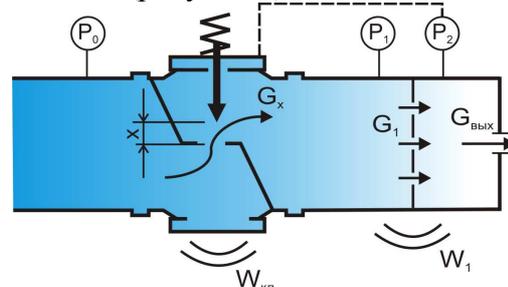


Рисунок 5. Схема установки дросселирующей шайбы

Суммарная акустическая мощность системы определяется по зависимости:

$$W = W_{кл} + W_I$$

На рисунке 6 показаны зависимости уровня акустической мощности W и расхода воздуха $G=G_x=G_I=G_{вых}$ от параметра глушителя - безразмерной площади проходного сечения F .

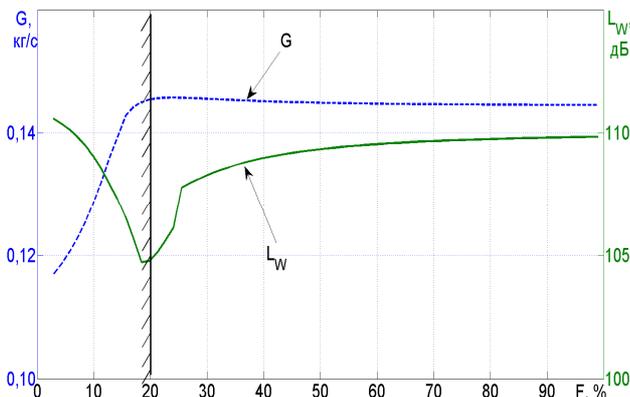


Рисунок 6. Зависимость уровня акустической мощности и расхода воздуха от безразмерной площади проходного сечения F глушителя

Минимум акустической мощности, генерируемой двумя источниками (регулятор и шайба) достигается при $F=19\%$. Наблюдается также снижение уровня акустической мощности при дальнейшем уменьшении площади проходного сечения. Однако при этом происходит нарушение нормальной работы системы и снижается расход газа.

После проведения расчётов по выбору количества ступеней глушителя целесообразно перейти к численному моделированию. Некоторые результаты численного моделирования представлены в предыдущих работах автора [6].

На основании проведенных исследований автором предложен следующий комплексный метод расчёта и доводки глушителя шума (рисунок 7):

1) По известным исходным данным рассчитывается уровень акустической мощности L_w и уровень звукового давления L_p в расчётной точке источника шума (регулятора давления).

2) Производится сравнение рассчитанных значений L_w и L_p с критериями прочности и санитарными нормами.

3) В случае превышения санитарных норм или критерия прочности по разработанной математической модели проводят расчёт количества ступеней глушителя.

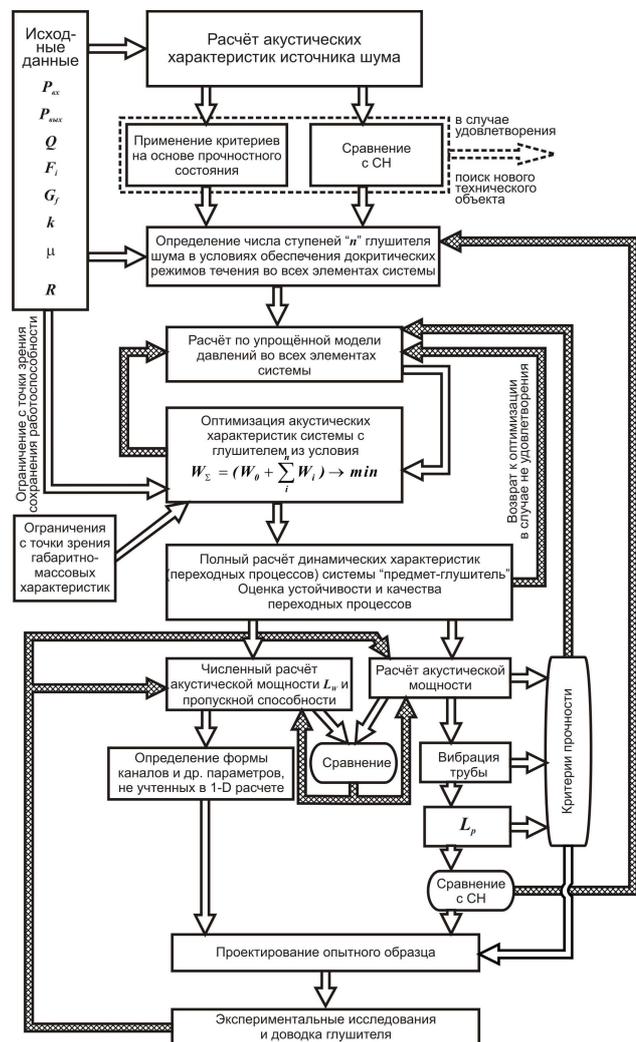


Рисунок 7. Комплексный метод расчёта и доводки глушителя шума

4) По упрощенной модели производится расчёт давлений во всех полостях системы, суммарной акустической мощности и оптимизация площадей проходного сечения глушителя.

5) Используя полученные ранее оптимальные соотношения площадей проходного сечения глушителя, рассчитывается динамическая характеристика системы с глушителем. На этом этапе проверяется влияние установки глушителя на устойчивость регулятора давления, пропускную способность и качество переходных процессов.

6) После указанных процедур необходимо провести два независимых исследования (одномерное и трёхмерное моделирование), результаты которых можно сравнить.

7) По известным (рассчитанным) давлениям определяется уровень акустической мощности L_w . Далее производится проверка по критерию $L_w(D)$. [1]

8) Расчёт уровней пульсаций давления и вибрации трубы осуществляется для сравнения с нормативными значениями, а также для расчёта коэффициента запаса по прочности.

9) Расчёт уровня шума на расстоянии 1 м. от трубы производится для сравнения с соответствующим критерием. Не удовлетворение хотя бы одного из критериев или норм вибрации возвращает на этап выбора числа ступеней.

10) Параллельно с пунктами 6,7 и 8 производится доводка элементов глушителя с помощью численного моделирования. При численном моделировании учитываются формы отверстий дроссельной шайбы. На этом этапе целесообразно провести сравнение с расчётом, описанным в п. 7.

11) После проектирования опытного образца глушителя производится экспериментальная доводка, объём которой будет существенно меньше.

С использованием разработанного метода была создана опытная конструкция глушителя шума для регулятора давления РДПП-80, широко используемого на ГРС. Конструкция глушителя включает в себя перфорированные шайбы. При экспериментальной доводке возможно изменение числа шайб. Изготовлен комплект перфорированных шайб с разной площадью проходного сечения. На рисунке 8 представлены спектры шума, полученные при трёх различных конструкциях глушителя с одинаковым числом дроссельных шайб.

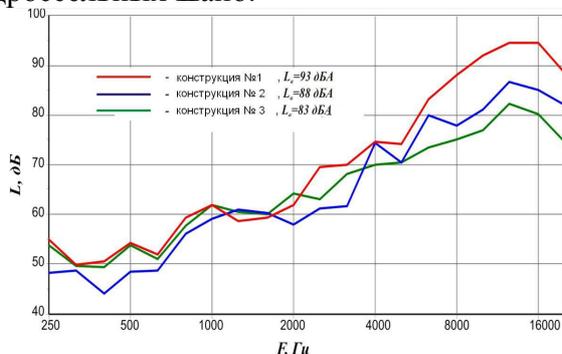


Рисунок 8. Спектры шума в зависимости от проходного сечения шайб для различных глушителей, установленных в системе с регулятором давления РДПП-80

Площадь проходного сечения шайб менялась в зависимости от конфигурации. При этом перепад давления на глушителе оставался неизменным. Установлено, что изменяя только площади проходного сечения или порядок дроссельных шайб можно добиться увеличения эффективности глушителя на 10 дБА.

Уровень шума регулятора давления РДПП составляет 113 дБА. Таким образом, эффективность глушителя шума составляет 30 дБА. Установка глушителя шума также снижает вибрацию трубопроводов.

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

Список использованных источников

- [1] Carucci V.A., Mueller R.T. (1982) Acoustically Induced Piping Vibration in High Capacity Pressure Reducing Systems. *ASME 82-WA/PVP-8*.
- [2] Robert, D. Bruce, Arno S. Solving. (2013) Acoustic-Induced Vibration Problems in the Design Stage. *Bommer and Thomas E. LePage, CSTI acoustics, SOUND & VIBRATION*. Houston, Texas, August, pp. 8-11.
- [3] Карманова, В.В. Снижение уровней шума и вибрации на газораспределительных пунктах энергетических объектов [Текст] / В.В. Карманова, А.Ю. Олейников, С.К. Петров, И.И. Полях, И.С. Толоконников // Сб. докладов III Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита населения от повышенного шумового воздействия». - Санкт-Петербург. - 2011.
- [4] Sverbilov, V., Stadnik, D., Makaryants, G. (2013) Study on dynamic behavior of a gas pressure relief valve for a big flow rate. *ASME/BATH Symposium on Fluid Power and Motion Control, FPMC 2013; Sarasota, FL; United States; 6 October 2013 through 9 October 2013*;
- [5] Istvan L. Ver and Leo L. Beranek. (2006) Noise and vibration control engineering. Second edition. Principles and applications. Published by Wiley and Sons, Inc., Hoboken, New Jersey. - 966 p.
- [6] Igolkin, A.A., Koh, A. Safin, A. Shakhmatov, E. (2012) Pressure reducing valve noise reduction. *CD-ROM Proceedings of the Eighteen International Congress on Sound and Vibration (ICSV 19) July 08-12, Vilnius, Lithuania: The international institute of Acoustics and Vibration*,

VIBROACOUSTIC LOADS REDUCTION IN PIPE SYSTEMS OF GAS DISTRIBUTION STATIONS

Igolkin A. A.

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

In the present paper the model of the pressure reducing valve with silencer is created in Matlab. The model is used for determining, how seated valve opens, outlet pressure and acoustic power level with downstream silencer fitted at outlet of it. The flow areas optimization of multi-stage silencer is completed. The impact of different design parameters on acoustic characteristics of the system is investigated by modeling and experiments. As a result of the paper the design of silencer, which reduces noise to 30 dBA, is created.

Key words: Pipeline system; gas distribution station; pressure regulator; noise; silencer

УДК 628.517.2

**Родионов Л. В.,
Гафуров С. А.,
Мелентьев В. С.,
Гвоздев А. С.**

Самарский государственный
аэрокосмический университет
имени академика С. П. Королёва
(национальный исследователь-
ский университет) (СГАУ)
443086, Россия, г. Самара,
Московское шоссе, 34
leonid@rodionoff.net
gafurov@ssau.ru
vladamgenja@mail.ru
xandr_mail@mail.ru

ЗАЩИТА ЖИЛЫХ ДОМОВ, ОБОРУДОВАННЫХ КРЫШНОЙ КОТЕЛЬНОЙ, ОТ ШУМА И ВИБРАЦИЙ

Исследуемым объектом в работе является оборудование крышной котельной жилого дома. Проведенные экспериментальные исследования уровня шума в жилых помещениях квартир верхних этажей выявили нарушение санитарных норм по уровню звукового давления. С целью снижения уровня шума в жилых помещениях была разработана система виброзащиты на основе тросовых виброизоляторов типа ВМТ. На этапе проектирования системы виброзащиты были проведены необходимые расчеты, учитывающие массу котла, воды в нем и всех присоединенных элементов. Также проведены статические испытания образцов виброизоляторов. Внедрение системы виброзащиты обеспечило выполнение санитарных норм по уровню шума в жилых помещениях.

Ключевые слова: Шум; система виброзащиты; крышная котельная; виброизолятор; вибрация

Введение

Для обеспечения горячей водой и отоплением современных многоквартирных домов в проекты закладываются крышные котельные. Данное решение является экономически выгодным. Зачастую при монтаже котлов на фундаменты не обеспечивается должная виброизоляция [1]. В результате жильцы верхних этажей подвержены постоянному шумовому воздействию.

Согласно действующим на территории Российской Федерации санитарным нормам уровень звукового давления в жилых помещениях квартир не должен превышать 40 дБА днем и 30 дБА ночью [2].

Специалистами института акустики машин при Самарском государственном аэрокосмическом университете (ИАМ при СГАУ) (Аттестат аккредитации испытательной лаборатории в системе аккредитации аналитических лабораторий № РОСС RU.0001.516915 от 15.07.2011г.) были выполнены измерения уровня звукового давления в жилом помещении квартиры, расположенной под крышной котельной жилого дома [3]. Источником шума являлось оборудование крышной котельной. Несмотря на то, что помещение квартиры от помещения крышной котельной отделяет технический этаж, по результатам замеров зафиксировано превышения дневных санитарных норм, как по эквивалентному уровню, так и на октавной частоте 63 Гц (рисунок 1).

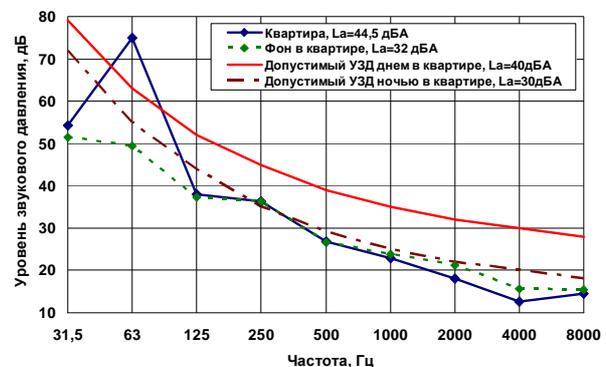


Рисунок 1. Уровень звукового давления в квартире в сравнении с санитарными нормами

Измерения были выполнены в дневное время суток. Ночью режим работы котельной практически не меняется, а фоновый уровень шума может быть ниже. Измерения в ночное время суток решено не проводить, поскольку «проблема» присутствует уже днем.

1 Локализация источника шума и вибрации

Современные анализаторы шума позволяют провести частотный экспресс анализ уровней звукового давления в третьоктавных полосах. Для более точного определения «проблемной» частоты были выполнены измерения уровня звукового давления в квартире, котельной и на техническом этаже на разных режимах работы оборудования. Наиболее характерным режимом работы

оборудования, при котором появляется тональная частота в низкочастотной области является одновременная работа трех котлов (рисунок 2).

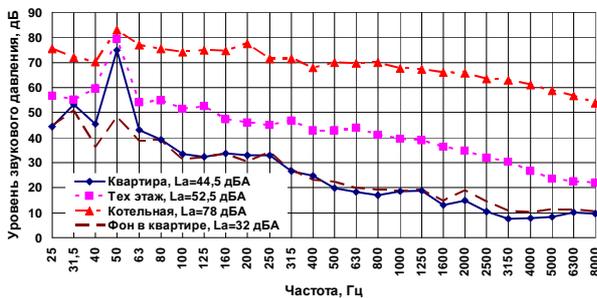


Рисунок 2. Уровень звукового давления в различных помещениях при работе трех котлов одновременно

Из рисунка 2 видно, что частота 50 Гц преобладает во всех измеренных спектрах. Известно, что частота рабочих процессов котлов (горение внутри) достаточно низкая и приходится на диапазон 30 – 70 Гц. Таким образом, основной вклад в спектры уровней звукового давления в исследуемых помещениях на частоте 50 Гц вносят котлы.

Уровень фоновых помех в квартире не сильно меняется при включении котельного оборудования (кроме частоты 50 Гц), поэтому можно сделать вывод, что звукоизоляция двух перекрытий, отделяющих помещение котельной от жилых комнат достаточна для снижения уровня воздушного шума производимого котельным оборудованием до санитарных норм. Следовательно, следует искать другие (не прямые) пути распространения шума (вибрации) [4]. Вероятно, высокий уровень звукового давления на 50 Гц обусловлен структурным шумом.

Таким образом:

- в квартире на верхнем этаже под котельной санитарные нормы [2] не выполняются;
- «проблемной» частотой является 50 Гц;
- необходимо провести дополнительные измерения вибрации для локализации источника структурного шума.

Для локализации источника структурного шума в жилых помещениях, а также для выявления путей распространения вибрации дополнительно проведены замеры виброускорения в котельной, на техническом эта-

же, а также в жилом помещении квартиры верхнего этажа. Расположение основных датчиков вибрации представлено на рисунке 3.



Рисунок 3 – Расположение датчиков вибрации

В таблице 1 представлено пояснение местоположения датчиков и уровни виброускорения на частоте 50 Гц.

Таблица 1. Уровни виброускорения на частоте 50 Гц

Обозначение на рисунке 3	Расположение датчика	Значение виброускорения на частоте 50 Гц, m/s^2	Место представления спектров СКЗ вибрации
C5	Опора котла	0,05	Рисунок 4
C6	Фундамент котла	0,027	
C7	Пол котельной	0,01	
C10	Опора выхлопной трубы	0,037	Рисунок 5
C9	Пол у выхлопной трубы	0,012	
C8	Стена котельной	0,032	Рисунок 6

Измерения проведены на различных режимах работы котельного оборудования. На рисунках 4-6 представлены спектры виброускорений для режима, при котором работают все три котла.

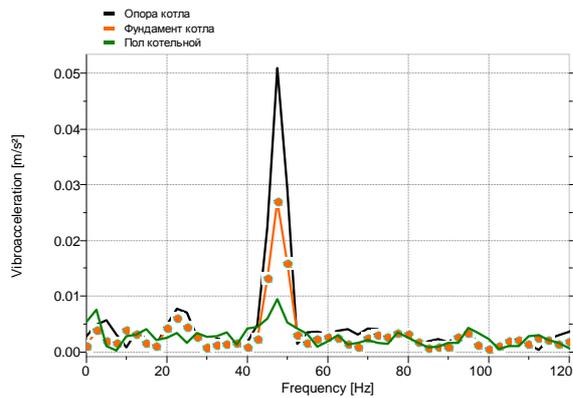


Рисунок 4. Спектры виброускорения на опоре и фундаменте котла, на полу котельной

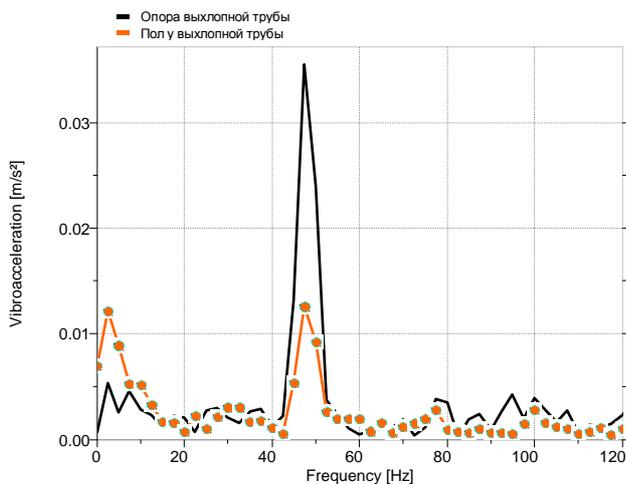


Рисунок 5. Спектры виброускорения на опоре выхлопной трубы котла и на полу около выхлопной трубы котла

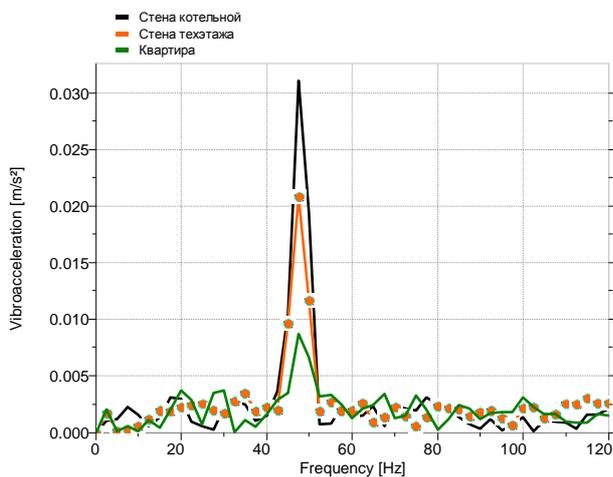


Рисунок 6. Спектр виброускорения на стене котельной, на стене технического этажа и в жилом помещении квартиры

По результатам проведенных замеров сделаны следующие выводы:

- основным источником повышенного шума в жилых помещениях является рабочий процесс горения в котлах. Прева-

лирующей гармоникой в спектрах шума и вибрации является частота 50 Гц.

- отсутствие должной виброизоляции котла от фундамента приводит к передаче структурного шума на пол и стены котельной. Вибрация распространяется как через опоры котлов, так и по трубам с передачей от них к стенам, а также полу, т.е. в местах жесткого их соединения.
- следует разрабатывать мероприятия по борьбе с шумом и вибрацией на пути их распространения от котла.

2 Разработка системы виброзащиты

2.1 Подбор типа виброизоляторов

Исходя из предварительного анализа распределения масс конструкции газового котла и оборудования, для выполнения проекта были выбраны тросовые виброизоляторы ВМТ-120 и ВМТ-60 с номинальной нагрузкой на один виброизолятор (ВИ) 120 и 60 кг соответственно. Модель виброизолятора показана на рисунке 7.

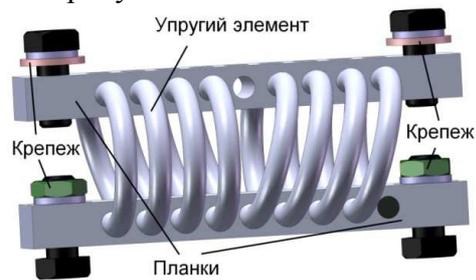


Рисунок 7. 3D-модель тросового виброизолятора модельного ряда ВМТ

Разработаны три варианта схемы закрепления виброизоляторов: опорная, подвесная и боковая (рисунок 8).

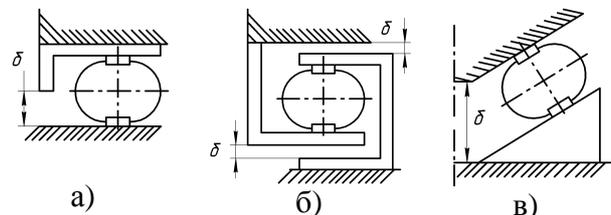


Рисунок 8. Схемы закрепления виброизоляторов: а) опорная; б) подвесная; в) боковая

Расчёты показали, что боковая схема установки может быть реализована с помощью 33 виброизоляторов ВМТ-120 (для каждого котла), что является экономически нецеле-

сообразным. Кроме этого, предполагаются весьма серьезные сварочные работы.

При реализации подвесной схемы усложняется вся конструкция, т. к. к раме котлов необходимо приваривать широкие и достаточно длинные уголки, которые также будут сварены из нескольких профилей (для обеспечения необходимой крепёжной поверхности).

Кроме того, сложна технология установки рамы котла на эти полозья с ВИ (неудобно крепить ВИ, неудобно ставить и центрировать котёл и т.п.). Ещё один недостаток такой схемы – свободное перемещение котла в боковых направлениях (раскачивание в поперечной плоскости на ВИ). Количество виброизоляторов ВМТ-120 для данной схемы составляет 14. Частота ВЗС около 8.2 Гц.

Третий наиболее перспективный и технологически более простой вариант со стандартной опорной схемой. Для нее потребуется 18 виброизоляторов ВМТ-120. Расчетная частота виброзащитной системы (ВЗС) 4.3 Гц.

Кроме этого, конструкция самих ВИ (часть тросовых колец расположена под углом) и грамотное их размещение по периметру (рисунок 9), позволяет воспринимать при такой схеме и боковую нагрузку, величина которой составит порядка 60 кгс на каждый ВИ, при этом вертикальная нагрузка на каждый ВИ составляет около 160 кгс.

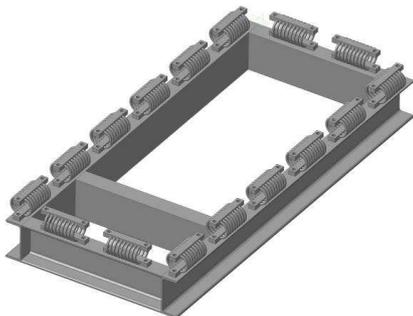


Рисунок 9. Размещение виброизоляторов по раме при опорной схеме

2.2 Проведение статических испытаний образцов виброизоляторов

На основе метода статических испытаний [5] были определены необходимые параметры проектируемой виброзащитной системы. Согласно специально разработанному для виброизоляторов данного типа [6] алгоритму выполняются следующие работы:

1. Осуществляется замер виброизолятора в свободном состоянии. Снимаются реальные значения размеров образца, данных на схеме (рисунки 10, 11), где S – шаг крепёжных отверстий ВИ, L – длина обоймы ВИ, B – толщина обоймы ВИ, D – диаметр отверстий под крепёж, C – ширина обоймы ВИ, W – ширина ВИ в ненагруженном состоянии, H – рабочий ход ВИ, Y – направление действия внешней нагрузки на ВИ.

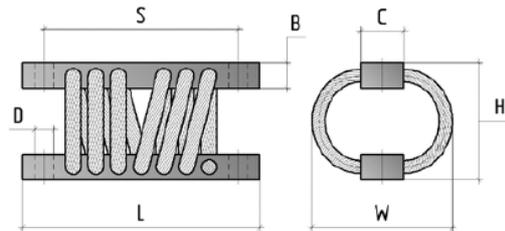


Рисунок 10. Схема виброизолятора

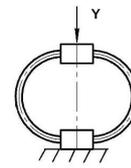


Рисунок 11. Схема нагружения

2. Виброизолятор закрепляется на испытательном стенде согласно схеме нагружения (см. рисунок 11). При этом следует обеспечить, чтобы размер H (см. рисунок 10) после установки на стенде (рисунок 12) был тем же, что и в свободном состоянии, для устранения влияния на экспериментальную характеристику предварительного нагружения.



Рисунок 12. Испытательный стенд

3. Снимаются три петли гистерезиса:

а) Около 25 % от диаметра тросового упругого элемента ($0.25 \cdot (H - 2B)$). Это предельные рабочие деформации, нагружение до которых не вызовет необратимых деформаций упругого элемента [7]. Эти деформации достигаются под действием предельной нагрузки P_n .

б) Затем производится сравнение P_n и $P_{н}$, где $P_{н}$ - номинальная нагрузка на виброизолятор, получаемая делением веса оборудования на число воспринимающих её виброизоляторов, с учётом их ориентации. Если $0.75 \dots 0.95 P_n < P_{н}$, то изменяются в зависимости от того, что проще: схема закрепления, количество или тип виброизолятора с целью обеспечения неравенства $0.75 \dots 0.95 P_n > P_{н}$.

в) Снимаются петли примерно 50 % и 100 % от номинальной нагрузки P_n (часть петель приведена на рисунке 13).

4. По петле (рисунок 13 ($A=8$)) строится средняя линия - характеристика, по которой определяется величина статического прогиба виброизолятора $y_{ст}$ под номинальной нагрузкой P_n .

5. Виброизолятор выставляется на стенде, согласно схеме нагружения на величину $H^* = H - y_{ст}$ (для случая схемы "опора").

6. Снимается поле петель на небольших амплитудах для определения коэффициента усиления на резонансе и последующего динамического расчёта. Амплитуды петель подбираются исходя из амплитуды входного сигнала и составляют (0,5; 1; 2; 3; 4; 5) $A_{вх}$, т.е. для $A_{вх} = 0,4$ мм; $A_{петли}$: 0,2 мм; 0,4 мм; 0,8 мм; 1 мм; 1,2 мм; 1,6 мм; 2 мм (часть петель приведена на рисунке 13).

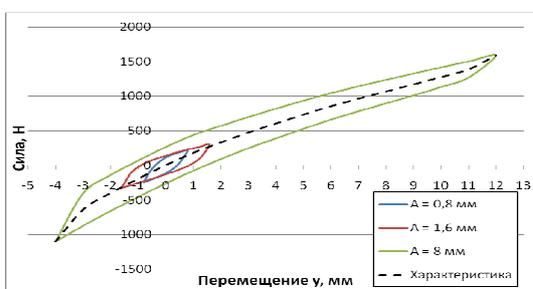


Рисунок 13. Поле петель гистерезиса вдоль оси деформации y виброизолятора:
 A - средняя амплитуда петель

Динамический расчёт производится в ПО MSC.Adams/View. На модель виброзащит-

ной системы, которая представляет собой взаимодействующие модели виброизолятора, описываемого жёсткой и демпфирующей характеристиками, груза, заданного либо сосредоточенной массой/набором масс, либо 3D-моделью с указанием материалов деталей, подвижного основания, а также набора граничных условий, обеспечивающих правильность движений по закону:

$$S = S_a \cdot \sin(2\pi(t + t_0)),$$

где S - текущее положение основания; S_a - амплитудное значение перемещения, подбираемое вручную (обычно около 0,1...1 мм); t - текущее время в секундах от начала движения; t_0 - начальная частота колебаний.

Таким образом, величина $f = t + t_0$ представляет собой текущую частоту виброзащитной системы, а сам закон описывает колебания с линейно возрастающей частотой.

Жёсткая и демпфирующая характеристика виброизолятора записываются в виде

$$F = -k(q - q_0) - c\dot{q} + F_0,$$

где q - текущая длина упругого элемента виброизолятора; q_0 - исходная длина упругого элемента виброизолятора; k - коэффициент жёсткости (в данном случае функция, $F = -k(q - q_0)$, называемая жёсткой характеристикой, задаётся в табличном виде на основании обработки экспериментальных петель либо расчёта виброизолятора [8] в ПО ANSYS); c - коэффициент демпфирования, определяющийся за счёт обработки экспериментальных петель; F_0 - преднагрузка (в идеале $F_0 = 0$).

Затем строится один из взаимозависимых графиков: зависимость коэффициента поглощения от амплитуды петли $\gamma = f(A_{петли})$ или коэффициента усиления на резонансе (рисунок 14) от амплитуды петли $\eta_{ст} = f(A_{петли})$.

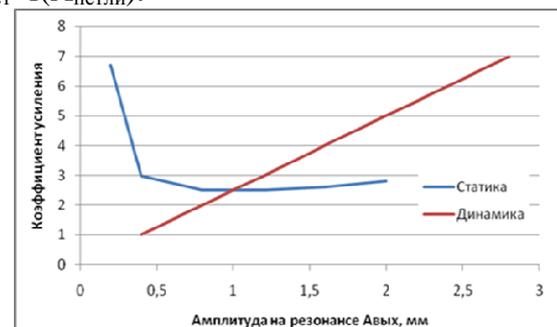


Рисунок 14. Результаты статического и динамического расчётов

7. Тросовый виброизолятор является нелинейной конструкцией, в которой коэффициенты демпфирования и жёсткости зависят от амплитуды колебаний и в общем случае для определения параметров колебаний (частоты и амплитуды), приходится использовать сложный математический аппарат нелинейной теории колебаний [9].

Чтобы быстро найти амплитуду деформаций $A_{\text{вых}}$, которая реализуется в данном колебательном процессе, с достаточной для эксплуатации точностью $< 20\%$, требуется определить коэффициент усиления на резонансе η . Для этого строится кривая коэффициента усиления на резонансе в статической постановке $\eta_{\text{ст}} = f(A_{\text{петли}})$ по результатам обработки петель [5]

$$\eta_{\text{ст}} = \sqrt{\frac{1 + \xi^2}{\xi^2}},$$

где ξ - коэффициент демпфирования [9], который находится из выражения

$$\xi = \frac{4 \cdot W}{0,5(y_{\text{max}} - y_{\text{min}}) \cdot (P_{\text{max}} - P_{\text{min}})}$$

где y_{max} и y_{min} - максимальный и минимальный размах петли по перемещению; P_{max} и P_{min} - максимальный и минимальный размах петли по силе, а W - площадь петли, определяемая из выражения

$$W = \int_{y_{\text{min}}}^{y_{\text{max}}} (P_{\text{H}}(y) - P_{\text{P}}(y)) dy,$$

где P_{H} и P_{P} - силы на нагрузочной и разгрузочной ветвях петли гистерезиса (см. рисунок 8), а средняя амплитуда петли равна

$$A_{\text{петли}} = 0,5(y_{\text{max}} - y_{\text{min}}).$$

Затем строится линия коэффициентов усиления на резонансе η на тех же амплитудах ($A_{\text{вых}} = A_{\text{петли}}$). Точка их пересечения и будет искомым η .

Для определения точки, в которой коэффициент усиления на резонансе в статической постановке $\eta_{\text{ст}} = f(A_{\text{петли}})$ совпадает с ко-

эффициентом усиления по АЧХ η , нужно построить график зависимости коэффициента усиления η от амплитуды выходного сигнала $A_{\text{вых}}$ (прямая)

$$\eta = A_{\text{вых}}/0.4 \text{ или } A_{\text{вых}} = 0.4 \cdot \eta$$

и найти точку пересечения этих двух графиков (рисунок 14). Полученная точка является величиной амплитуды петли, которая реализуется в данном колебательном процессе.

8. По данному коэффициенту усиления в программном комплексе MSC.ADAMS подбираются график рассеяния энергии S (Н·с/мм) и график динамической жёсткости $C_{\text{дин}}$ (Н/мм) (рисунок 15) и строится итоговая амплитудно-частотная характеристика (АЧХ), представляющая собой зависимость отношения жёсткости от частоты колебаний для P_{H} в диапазоне частот f от 0 до 25 Гц (рисунок 16).

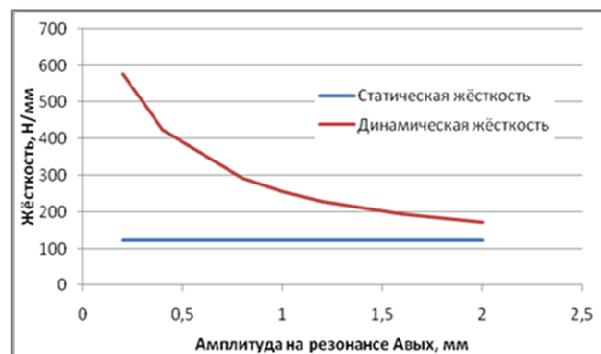


Рисунок 15. Зависимость жёсткости от амплитуды в статической и динамической постановках

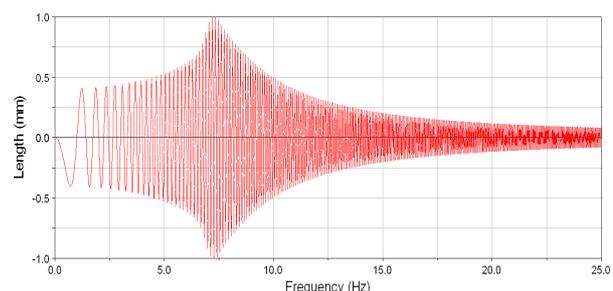


Рисунок 16. Амплитудно-частотная характеристика виброзащитной системы

2.3 Проектирование системы виброзащиты

На основе полученных данных разработана система виброзащиты котельной жилого дома (рисунок 17). Объект виброзащиты включает три котла одинаковой конструк-

ции 1, установленные на бетонных фундаментах с металлическими стяжками; систему трубопроводов 2 для подвода холодной и отвода нагретой воды, а также отвода продуктов горения; систему труб 3 для подвода газа к горелкам котлов.

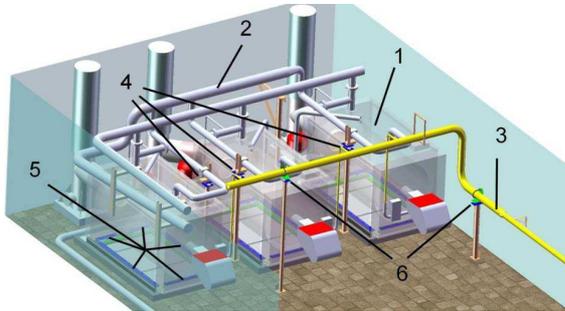


Рисунок 17. Общий вид котельной с установленной виброзащитной системой

Созданная виброзащитная система включает внешние виброзащитные опоры котлов 4, предназначенные для поддержки трубопроводов 2; внутренний виброзащитный пояс котлов 5, предназначенный для изоляции вибрации котлов от пола; внешние виброзащитные опоры 6 для газовых труб 3.

2.4 Основные конструктивные параметры системы виброзащиты

1. Высота от пола, на которую необходимо поднять силовые рамы котлов - 2 см (допуск при установке минус 5 мм).

2. Количество виброизоляторов из расчёта на один котёл: 19 ВМТ-120 (18 во внутреннем поясе, несущем вес котла, и 1 на внешней опоре для демпфирования вибраций водяного трубопровода), а также 2 виброизолятора ВМТ-60 на внешних опорах для виброзащиты газового трубопровода.

3. Схема нагружения типа "опора" работает на сжатие, обеспечивая хорошую виброизоляцию. Собственная частота системы составляет в диапазоне 5,1-7,9 Гц, что даёт эффективную виброзащиту в области свыше 10 Гц.

4. Коэффициент демпфирования виброзащитной системы составляет 0,4-0,5, что обеспечивает усиление на резонансе не более 2,6 (амплитуда колебаний не более 1 мм при амплитуде входного сигнала 0,4 мм).

5. Для регулировки горизонтальности котлов на боковых сторонах котла в П-

образных профилях предусмотрено девять посадочных мест под виброизоляторы аналогичного типа. Номинально установлено только пять. При монтаже возможно располагать виброизоляторы в произвольном порядке в любые из предусмотренных 9 мест для достижения совмещения центра масс котла и центра жёсткости виброзащитной системы.

6. Преимущества разработанной виброзащитной системы: простота конструкции и монтажа, незначительная величина подъёма котлов над полом, хорошие демпфирующие характеристики системы, возможность регулировки.

3 Эффект от использования разработанной виброзащитной системы

При внедрении разработанной виброзащитной системы уровень звукового давления в жилых помещениях квартир верхних этажей снизился до допустимого уровня (рисунок 18) [2].

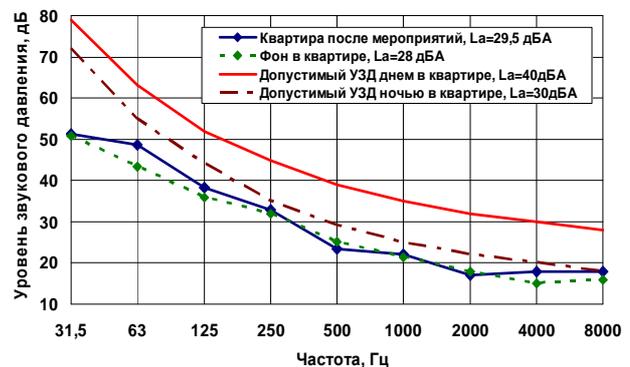


Рисунок 18. Уровень звукового давления в квартире в сравнении с санитарными нормами с учетом разработанной виброзащитной системы

Измерения были выполнены в ночное время суток. Из графика на рисунке 18 видно, что в нормируемом частотном диапазоне и по эквивалентному уровню звука санитарные нормы в жилом помещении выполняются.

Эффективность от разработанной виброзащитной системы при измерениях в жилом помещении на частоте 50 Гц составляет 26,5 дБ, а по эквивалентному уровню звука 15 дБА (рисунок 19).

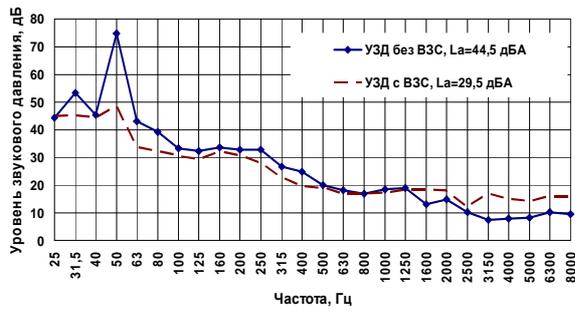


Рисунок 19. Уровень звукового давления в третьоктавных полосах частот в жилом помещении при работе трех котлов одновременно

Заключение

Созданная виброзащитная система позволяет защищать жилой дом, оборудованный крышной котельной, от вибраций, создаваемой работой газовых котлов, а также обеспечивать нормальный вибрационный режим работы для самого газового оборудования вместе с системой трубопроводов, увеличивая ресурс службы и снижая вероятность аварий.

Основными преимуществами разработанной виброзащитной системы являются простота конструкции и монтажа, низкая стоимость в сравнении с другими типами виброизоляторов, устойчивость к температурам и загрязнению, незначительная величина подъема котлов над полом, хорошие демпфирующие характеристики системы, возможность регулировки.

Виброзащитная система препятствует распространению структурного шума от оборудования крышной котельной по конструкции здания, тем самым снижая уровень звукового давления в жилых помещениях до допустимого уровня.

Благодарность

Коллектив авторов выражает благодарность фирме ООО "Астрон" (г. Самара), за активное участие в разработке виброзащитной системы и предоставление тросовых виброизоляторов серии ВМТ различной номинальной нагрузки.

Работа выполнена с использованием средств гранта Президента Российской Федерации для государственной поддержки ведущих научных школ Российской Федерации (номер гранта НШ-1855.2014.8).

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

Список использованных источников

- [13] Иголкин, А.А. Снижение шума в жилом помещении за счет применения виброизоляторов [Текст] / А.А. Иголкин, Л.В. Родионов, Е.В. Шахматов // Безопасность в техносфере. №4. - 2008. - С. 40-43.
- [14] СН 2.2.4/2.1.8.562-96 "Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки", 1996, 8 с.
- [15] ГОСТ 23337-78 "Шум. Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий", 1978, 18 с.
- [16] Шахматов, Е.В. Комплексное решение проблем виброакустики изделий машиностроения и аэрокосмической техники [Текст] / Е.В. Шахматов // LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH&CO.KG. - 2012. - 81 с.
- [17] Чегодаев, Д.Е. Демпфирование / Д.Е. Чегодаев, Ю.К. Пономарев. - Самара: Изд-во СГАУ, 1997. - 334 с.
- [18] Патент РФ №2480642, МПК F16F7/14. Способ изготовления тросового виброизолятора / Пономарев Ю.К., Евсигнеев А.Е. Заявл. 07.12.2011, опубл. 27.04.2013
- [19] Пономарев, Ю.К. Инженерная методика расчета статических характеристик виброизоляторов с прямолинейными и кольцевыми рабочими участками в нелинейной постановке [Текст] / Ю.К. Пономарев, В.С. Мелентьев, А.С. Гвоздев // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. Специальный выпуск «Актуальные проблемы машиностроения». - 2009. - С. 215-221.
- [20] Пономарев, Ю.К. Исследование демпфирующих характеристик виброизоляторов с возможностью изменения формы упруго-демпфирующего элемента [Текст] / Ю.К. Пономарев, В.С. Мелентьев, А.С. Гвоздев // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. Т.13 №4(42) (3). - 2011 (Приложение). - С. 184-188.
- [21] Бидерман, В.Л. Теория механических колебаний. М.: Выс. шк., 1980. - 480 с.

NOISE AND VIBRATION PROTECTION OF ROOF BOILER EQUIPPED HOUSE

**Rodionov L. V.,
Gafurov S. A.,
Melentjev V. S.,
Gvozdev A. S.**

Samara State Aerospace University
(SSAU)
34, Moskovskoye shosse, Samara,
443086, Russia
leonid@rodionoff.net
gafurov@ssau.ru
vladamgenja@mail.ru
xandr_mail@mail.ru

The roof mounted boiler house is one of the perspective kinds of autonomous heat supply. Boiler houses are located on the building roofs or on a special substructure, mounted over the roof. New apartment blocks are usually equipped with the roof mounted boiler houses thanks to the high cost effectiveness of this solution. However, vibration isolation is often neglected when boilers are installed directly to the substructure. As a result, residents of the upper floor apartments suffer from the constant noise exposure. Experimental studies of various boiler equipment operation modes were conducted in order to determine the main sources of noise and their frequency spectrum. It was shown that the main source of the noise increase in residential areas was the boiler combustion process. The noise has a structural character. The vibration protection system, based on the rope isolators (VMT), has been developed in order to reduce the noise levels in residential areas. We have carried out necessary calculations, taking into account the weight of the boiler, the water in it and all associated elements. Also, the isolator samples were a statically tested. The vibration protection system implementation provides the achievement of sanitary noise norms in residential areas.

Key words: Noise; isolator; vibration protection system; vibration; roof boiler

ON LINEAR AND NONLINEAR TRAJECTORY TRACKING CONTROL FOR NONHOLONOMIC INTEGRATOR

Rafikova E.

UFABC, Santo André, SP, Brazil,
elvira.rafikova@ufabc.edu.br

Kurka P. R. G.

UNICAMP, Campinas, SP, Brazil,
kurka@fem.unicamp.br

Rafikov M.

UFABC, Santo André, SP, Brazil,
marat.rafikov@ufabc.edu.br

Gafurov S. A.,

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

This paper presents two different kinds of trajectory tracking control strategies for the nonholonomic integrator known in literature as Brockett system. The first strategy presents a time-varying linear feedback control law and the second strategy is based on State Dependent Riccati Equation (SDRE) method. Numerical simulation results indicated that both methods can be successfully used for control of the nonholonomic integrator.

Keywords: Brockett integrator, Hamilton – Jacobi – Bellman equation, SDRE method.

1 Introduction

Over the past two decades the control problem of nonholonomic systems has become to attention. The main reason for this is the fact that there are large number of mechanical systems that have non-integrable constraints such as robot manipulators, mobile robots, wheeled vehicles, space and underwater robots [1], [2], and there are interesting problems in the scientific field such as control of molecular dynamics [3], nuclear magnetic resonance imaging and rotating electrical machinery [4].

Particularly, the autonomous mobile robots are system of great interest not only in academic studies but also in automotive industry, logistics machinery, aircraft industry and military applications. Mobile robot system models may contain nonholonomic constraints as, in example, of differential steering mobile robot. This system model is studied by [10], [7], [23] and the control problem of this system is challenging for traditional control methods. The two – wheeled differential steering mobile robot model can be reduced to the so called “nonholonomic integrator” introduced in control literature by Brockett in [5]. Sometimes it is referred to as Brockett's system or the Heisenberg sys-

tem because it appears in quantum mechanics [6].

Several controllers were proposed for nonholonomic systems, most of them based on two main approaches which are posture stabilization and trajectory tracking. The problem of regulation control (or posture stabilization) is to stabilize a nonholonomic system at any given point in the state space; while the aim of trajectory tracking is to have the system following a reference trajectory.

The stabilization problem has received considerable attention in last decade. (See, for example, paper of Kolmanovsky and McClamroch [7]) The research efforts have been made to develop controllers based on either smooth dynamic feedback or nonsmooth feedback. Astolfi [8], [9], Canudas de Wit and Sordalen [10], Kolmanovsky and McClamroch [7], Morgansen and Brockett [11] and others used discontinuous approaches. In [12] Bloch and Drakunov [12] consider a sliding mode approach. Posture stabilization can also be achieved under time-varying continuous controls. (See, for example, Samson [13], Teel et al. [14], Pomet [15],).

The tracking problem has received less attention. In Walsh et al. [16] a locally exponentially stabilizing control was proposed. A dynamic

feedback linearization technique for wheeled mobile robot was presented in Canudas de Wit and Sordalen [10]. Global tracking control laws were proposed in Jiang and Nijmeijer [17], Jiang [18] and Qu [19]. Bloch and Drakunov [11] used sliding mode control for trajectory tracking of Brockett integrator.

In this work two different kinds of trajectory tracking control strategies are presented for the nonholonomic integrator. The first strategy is a time-varying linear feedback control law [20] and the second strategy is based on State Dependent Riccati Equation (SDRE) method [21].

This paper is organized as follows. In the section 2 the nonholonomic brockett integrator system is presented as well as the tracking control problem statement for this system. The optimal control problem formulation and the description of the optimal linear feedback control method is presented in section 3. The section 4 contains a description of the State Dependent Riccati Equation control method and a suboptimal control problem formulation for the Brockett integrator. The section 5 is dedicated to the results obtained by numerical simulations of the controlled system for both control strategies. Finally, the concluding remarks follow in the section 6.

2 The control problem statement for the nonholonomic system

One of the examples of a simplest system with a nonholonomic constraint is the Brockett nonholonomic integrator introduced in [5]. This system has a following form:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= \bar{u}_1 \\ \dot{x}_2 &= \bar{u}_2 \\ \dot{x}_3 &= x_1 \bar{u}_2 - x_2 \bar{u}_1 \end{aligned} \quad (1)$$

Where $x \in \mathbb{R}^3$ is a state vector, $\dot{x} \in \mathbb{R}^3$ is a time derivative of the state vector and $\bar{u} \in \mathbb{R}^2$ is a control vector. The main goal is to realize the tracking control of this system, by minimizing its deviation from the reference trajectory:

$$\tilde{x} = \begin{bmatrix} \tilde{x}_1(t) \\ \tilde{x}_2(t) \\ \tilde{x}_3(t) \end{bmatrix} \quad (2)$$

Then, the system (1) can be described by error coordinates $y(t) \in \mathbb{R}^3$ expressing the difference between the system and a desired trajectory:

$$y = x \quad (3)$$

Meanwhile the control vector $[\tilde{u}_1 \ \tilde{u}_2]^T$ represents a feedforward control which maintains the system at the desired trajectory (2) and satisfies the following equation:

$$\begin{aligned} \dot{\tilde{x}}_1 &= \tilde{u}_1 \\ \dot{\tilde{x}}_2 &= \tilde{u}_2 \\ \dot{\tilde{x}}_3 &= \tilde{x}_1 \tilde{u}_2 - \tilde{x}_2 \tilde{u}_1 \end{aligned} \quad (4)$$

The feedback control u that realizes the tracking control of the system (1) to a trajectory (2) can be expressed as:

$$u = \bar{u} - \tilde{u} \quad (5)$$

Therefore, error coordinate system is given by

$$\begin{aligned} \dot{y}_1 &= u_1 \\ \dot{y}_2 &= u_2 \\ \dot{y}_3 &= \tilde{u}_2 y_1 - \tilde{u}_1 y_2 + (\tilde{x}_1 + y_1) u_2 - (\tilde{x}_2 + y_2) u_1 \end{aligned} \quad (6)$$

3 Optimal Linear State Feedback Control Problem Formulation

Considering the system:

$$\begin{aligned} \dot{y} &= A(t)y + h(y, u) + B(t)u \\ y(0) &= y_0 \end{aligned} \quad (7)$$

where $y \in \mathbb{R}^n$ is a state vector, $A(t) \in \mathbb{R}^{n \times n}$ and $B(t) \in \mathbb{R}^{n \times m}$ are bounded matrices, whose elements are time dependent, $u \in \mathbb{R}^m$ is a control vector, and $h(y, u) \in \mathbb{R}^n$ is a vector, whose elements are continuous nonlinear functions, with $h(0,0) = 0$.

Next, it is presented an important result, concerning a control law that guarantees stability for a nonlinear system and minimizes a nonquadratic performance functional.

Theorem : If there exist matrices $Q(t)$ and $R(t)$, both positive definite being Q symmetric such that there will be a function in form:

$$l(y, u) = y^T Q \cdot y - h^T(y, u) P \cdot y - y^T \cdot P \cdot h(y, u) \tag{8}$$

that is positive definite, then the linear feedback control u :

$$u = -R^{-1} B^T P(t) y \tag{9}$$

is optimal to transfer the system (6) from the initial condition to a final state:

$$y(t_f) = 0, \tag{10}$$

minimizing the functional:

$$J = \int_0^{t_f} [l(y, u) + u^T R(t) u] dt \tag{11}$$

$P(t)$ in eq. (9) is a positive definite symmetric matrix (for all $t \in [0, t_f]$) which is the solution of the matrix differential Riccati equation :

$$\dot{P}(t) + P(t)A(t) + A(t)^T P(t) - P(t)B(t)R(t)^{-1}B(t)^T P(t) + Q(t) = 0 \tag{12}$$

satisfying the final condition:

$$P(t_f) = 0 \tag{13}$$

Remark 2: If $h(y, u) \equiv h(y)$ then the theorem above become the theorem formulated in [20] and their proofs are similar.

In the case of Brocket integrator, the system (6) can also be expressed in the form (7), with following matrices values:

$$A(t) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ \ddot{u}_2 & -\ddot{u}_1 & 0 \end{bmatrix},$$

$$h(y, u) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ y_1 u_2 - y_2 u_1 \end{bmatrix}, \tag{14}$$

$$B(t) = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ -\ddot{x}_2 & \ddot{x}_1 \end{bmatrix}.$$

4 SDRE Control Problem Formulation

SDRE method represents a systematic way of designing the nonlinear regulators [21], [22]. The explanation of the main idea of the method follows ahead.

Consider the general infinite-horizon, input-affine, autonomous, nonlinear regulator problem of the form:

Minimize:

$$J = \frac{1}{2} \int_0^\infty [y^T Q(y) y + u^T R(y) u] dt \tag{15}$$

with respect to the state y and control u subject to the nonlinear system constraints

$$\dot{y} = f(y) + g(y)u \tag{16}$$

where $y \in \mathfrak{R}^n$ is a state vector, $f(y)$, $g(y)$, $u \in \mathfrak{R}^m$ and matrices $Q(y)$ and $R(y)$ are positive definite for all y . We assume that $f(0) = 0$ and that $g(y) \neq 0$ in a neighborhood of the origin. The SDRE method requires following steps to obtain the suboptimal solution for the control problem (15)-(16) [22]:

i) Transformation of model (6) to a state dependent coefficient form so it become linear with state dependent coefficients:

$$\dot{y} = A(y)y + B(y)u, \tag{17}$$

where $f(y) = A(y)y$ e $B(y) = g(y)$.

ii) Solution of the state dependent Riccati equation

$$P(y)A(y) + A^T(y)P(y) - P(y)B(y)R^{-1}(y)B^T(y)P(y) + Q(y) = 0 \tag{18}$$

to obtain $P \geq 0$, where P is a function of y .

iii) Construction the nonlinear feedback controller

$$u = -R^{-1}(y)B^T(y)P(y)y \quad (19)$$

The system (6) placed in the state dependent coefficient form yields:

$$\dot{y} = A(y)y + B(y)u, \quad (20)$$

where $A(y) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ \tilde{u}_2 & -\tilde{u}_1 & 0 \end{bmatrix}$ and

$$B(y) = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ -y_2 - \tilde{x}_2 & y_1 + \tilde{x}_1 \end{bmatrix}$$

5 Numerical Simulation Results

Numerical simulations were made in order to demonstrate the results of both linear and nonlinear trajectory tracking, first, using the optimal time varying control formulation described in section 3 and then, using SDRE control formulation described in section 4. The numerical simulations were performed using the Runge-Kutta fourth order integration method with variable step to solve the system differential equations.

The desired trajectory was chosen as (21) for simulation of both control methods:

$$\tilde{x}(t) = \begin{bmatrix} \pi/4 \\ t \\ \pi t/4 \end{bmatrix} \quad (21)$$

Also the matrices Q and R were chosen constant for both methods:

$$Q = \begin{bmatrix} 100 & 0 & 0 \\ 0 & 100 & 0 \\ 0 & 0 & 100 \end{bmatrix}, \quad R = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (22)$$

Then, two sets of initial conditions were chosen to demonstrate the performance of the control methods as follows the description. In first case, the chosen initial conditions are

$$x_0 = \begin{bmatrix} -\pi/2 \\ -3 \\ -1 \end{bmatrix}$$

and figure 1 depicts the time evolution of the error coordinates for the optimal

linear regulator method. The system matrices have following values:

$$A(t) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad h(y, u) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ y_1 u_2 - y_2 u_1 \end{bmatrix}, \quad (23)$$

$$B(t) = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ -t & \pi/4 \end{bmatrix}$$

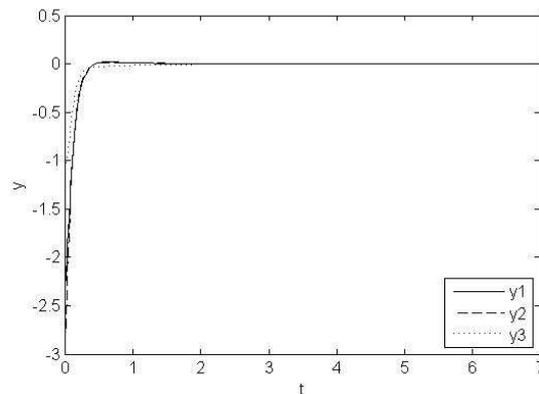


Figure 1. Error coordinates time evolution with initial conditions $x_0 = [-\pi/2 \quad -3 \quad -1]$ for Linear Feedback Method

The figure 2 shows the time evolution of the error system for the second presented method, the nonlinear regulator (SDRE control), where the system matrices have following values:

$$A(y) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \text{ and} \quad B(y) = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ -y_2 - t & y_1 + \pi/4 \end{bmatrix} \quad (24)$$

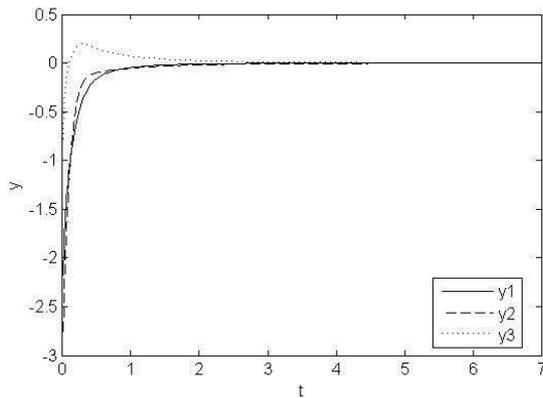


Figure 2. Error coordinates time evolution with initial conditions $x_0 = [-\pi/2 \ -3 \ -1]$ for SDRE Method

The second set of initial conditions was chosen as $x_0 = \begin{bmatrix} \pi/2 \\ -2 \\ 2 \end{bmatrix}$, then the figure 3 represents the time evolution of the error coordinates for the first control method (linear feedback) with system matrices values as in (23).

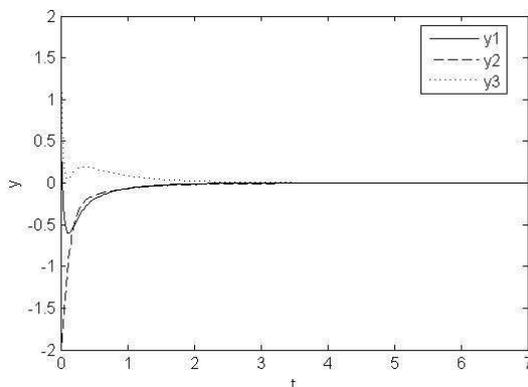


Figure 3 - Error coordinates time evolution with initial conditions $x_0 = [\pi/2 \ -2 \ 2]$ for Linear Feedback Method

Meanwhile, the figure 4 represents the time evolution of the error coordinates of the second control method (SDRE control), with system matrices values as in (24).

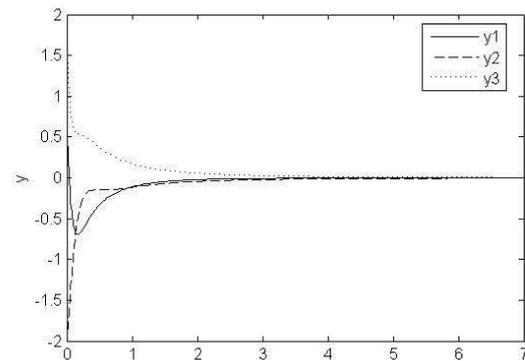


Figure 4 – Error coordinates time evolution with initial conditions $x_0 = [\pi/2 \ -2 \ 2]$ for SDRE Method

6 Conclusions

This paper has presented two tracking control strategies for the Brockett nonholonomic integrator. The first strategy is an optimal time-varying linear feedback control and the second strategy is based on State Dependent Riccati Equation (SDRE), the suboptimal method. Numerical simulation results have demonstrated that both methods track the system to a chosen reference trajectory in the small amount of time, therefore, both can be successfully used for control of the nonholonomic integrator. However, the SDRE method has an advantage of an on-line implementation.

This work was supported by the Ministry of education and science of the Russian Federation in the framework of the implementation of the Program of increasing the competitiveness of SSAU among the world's leading scientific and educational centers for 2013-2020 years

References

- [1] Li, Z., Canny, J. (1993) *Nonholonomic motion planning*, Kluwer Academic Publisher.
- [2] Murray, R., Sastry, S. (1993) Nonholonomic motion planning: Steering using sinusoids, *IEEE Trans Aut Cont*, 38(5), p. 700.
- [3] Dahleh, M., Peirce, A., Rabitz, H., Ramakrishna, V. (1996) Control of molecular motion, *Proc of the IEEE*, 84(1), pp. 7-15.
- [4] Neimark, J., Fufaev, N. (1972) *Dynamics of Nonholonomic Systems*, American Mathematical Society, Providence, RI.
- [5] Brockett, R. (1983) *Asymptotic stability and feedback stabilization*. In *Differential Geometric Control Theory*, Birkhäuser, Boston, MA, pp. 181-191.
- [6] Bloch, A. (2003) *Nonholonomic Mechanics and Control*, Springer-Verlag, Berlin.

- [7] Kolmanovsky, I., McClamroch, N. (1995) Developments in nonholonomic control problems, *IEEE Control Systems Magazine*, 15, pp. 20-36.
- [8] Astolfi, A. (1998) *Discontinuous control of the brockett integrator*, Eur J Control, 4(1), pp. 49–63.
- [9] Astolfi, A. (1997) Discontinuous control of the Brockett integrator, *Proceedings of the 36th Conference on Decision & Control*, San Diego, California USA.
- [10] Canudas de Wit, C., Sordalen, O. (1992) Exponential stabilization of mobile robots with nonholonomic constraints, *IEEE Transactions on Automatic Control*, 37(11), pp. 1791-1797.
- [11] Morgansen, K., Brockett, R. (200) Optimal regulation and reinforcement learning for the nonholonomic integrator, *Proceedings of the 2000 American Control Conference*, 1(6), pp. 462-6.
- [12] Bloch, A., Drakunov, S. (1996) Stabilization and tracking in the nonholonomic integrator via sliding modes, *Sys Control Lett*, 29, pp. 91-9.
- [13] Samson, C. (1990) Velocity and torque feedback control of a nonholonomic cart, *Proceedings of the international workshop in adaptive and nonlinear control: Issues in robotics*.
- [14] Teel, A., Murray, R., Walsh, C. (1995) Nonholonomic control systems: From steering to stabilization with sinusoids, *International Journal Control*, 62(4), pp. 849-870.
- [15] Pomet, J., (1992) Explicit design of time-varying stabilizing control laws for a class of controllable systems without drift, *Systems and Control Letters*, 18(2), pp.147-158.
- [16] Walsh, G., Tilbury, D., Sastry, S., Murray, R. Laumond, J. (1994) Stabilization of trajectories for systems with nonholonomic constraints, *IEEE Trans Auto. Control*, 39(1), pp. 216–222.
- [17] Jiang, Z., Nijmeijer, H. (1999) A recursive technique for tracking control of nonholonomic systems in chained form, *IEEE Trans. Autom.Control*, 44(2), pp. 265–279.
- [18] Jiang, Z. (2000) Lyapunov design of global state and output feedback trackers for nonholonomic control systems, *Int. J. Control*, 73, pp. 744–761.
- [19] Qu, Z., Wang, J., Plaisted, C., Hull R. (2006) Global-stabilizing near-optimal control design for nonholonomic chained systems, *IEEE Trans Aut Cont*, 51(9), pp. 1440-56.
- [20] Rafikov, M., Balthazar, J. (2008) On control and synchronization in chaotic and hyperchaotic systems via linear feedback control, *Commun. Nonlinear. Sci. Numer. Simul*, pp. 1246–1255.
- [21] Cloutier, J., (1997) State-dependent Riccati equation techniques, *An overview, presented at the American Control Conf.*, Albuquerque, NM.
- [22] Cloutier, J., Mracek, C., Ridgely, D., Hammett, K. (1998) State dependent Riccati equation techniques: Theory and applications, *presented at the Workshop Notes: Amer. Control Conf.*, Philadelphia, PA.
- [23] Oriolo, G., Luca, A. de, Vendittelli, M. (2002) WMR Control via Dynamic Feedback Linearization: Design, Implementation, and Experimental Validation, *IEEE Transaction on Control System Tecnology*, 10 (6).

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОДАЧИ ВОЗДУХА НА ВХОД В КОМБИНИРОВАННЫЙ НАСОСНЫЙ АГРЕГАТ

УДК 62-91

**Гафуров С. А.,
Родионов Л. В.,
Блюмин К. В.**

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

Исследовано влияние кавитации, вызванной подачей воздуха, на внешние акустические характеристики насосного агрегата. Предложен способ диагностирования кавитации в насосном агрегате по его внешнему акустическому полю. Ранее измерения интенсивности звука проводились на различных режимах работы насосного агрегата по его горизонтальной поверхности. Проведенные экспериментальные исследования позволили установить связь между пульсационными характеристиками насосного агрегата и его внешним акустическим полем.

Ключевые слова: насосные агрегаты, нерастворённый воздух, кавитация, эрозия, акустическая визуализация..

Введение

В высокопроизводительных авиационных и ракетных насосах возникновение кавитационных явлений неизбежно. Процесс возникновения и развития кавитации в топливных комбинированных насосных агрегатах имеет ряд особенностей, которые описаны в работах [1-3]. Кавитация приводит к повышенному уровню вибрации и шума.

Решение задачи о возникновении и развитии кавитации в авиационных насосах до сих пор является актуальной. Как известно эрозия, вызванная кавитацией, приводит к повышенному износу деталей. При этом в рабочей жидкости всегда присутствует растворённый и нерастворённый газ. Наличие газа интенсифицирует кавитацию и способствует возникновению эрозии. Исследование мест зарождения эрозии является трудоёмкой и сложной задачей. Поэтому актуальным является использование относительно простых средств диагностирования кавитационного состояния насосного агрегата.

С точки зрения обеспечения надёжности и ресурса насосных агрегатов в процессе эксплуатации, актуальным является использование простых и точных методик определения кавитационного состояния в них. При этом важной задачей является учёт взаимодействующей совокупности пульсаций рабочей среды, вибрации элементов системы и излучаемый ими шум. На сегодняшний момент существуют следующие эксперимен-

тальные методы:

1. Определение кавитационного запаса на входе в насосный агрегат. Не допускается его падение более чем на 3 % при постоянном расходе [4].

2. Визуализация течения потока в межлопаточных каналах насоса при использовании прозрачных корпусов и стробоскопов.

3. Определение мест эрозии и возникновения кавитации с помощью окрашивания поверхностей деталей.

4. Измерение статического давления в центре потока или около его стенки.

5. Метод, основывающийся на ультразвуковом измерении [5].

6. Измерение вибрации насоса в предполагаемых местах схлопывания кавитационных пузырьков.

7. Измерение звукового давления в акустическом поле [6]. Акустический метод позволяет определить источник шума, возникающий при развитии кавитации.

Локализация источников шума на кавитационных режимах работы насоса представляет значительный интерес для инженеров. Существует целый ряд диагностических инструментов для достижения указанной цели, однако все они дорогостоящие.

Существует четыре основных способа локализации источника шума:

- акустическая голография ближнего поля (nearfield acoustic holography (NAH));
- статистически оптимизированная акустическая голография ближнего поля

(statistically optimized nearfield acoustic holography (SONAH));

- техника формирования луча (beam-forming (BF));
- метод интенсиметрии (direct acoustic intensity measurement).

В целом акустические методы имеют ряд преимуществ:

1. Определение наличия кавитации в реальных условиях работы насосного агрегата.
2. Нет необходимости в создании экспериментального стенда.
3. Нет необходимости в установке дополнительных датчиков и изменении конструкции насосного агрегата.
4. Они достаточно просты, не требуют специальных знаний у людей, эксплуатирующих агрегат.

Использование акустических методов для диагностирования кавитации обусловлено тем, что шум при гидродинамической кавитации представляет собой совокупность выбросов давления, которые обусловлены схлопыванием каверн, образующихся в вихрях за телом, обтекаемым потоком [7]. При этом, когда длина волны значительно больше размеров пузырьков, можно рассматривать жидкость с пузырьками как некую новую среду с новыми усреднёнными параметрами, в первую очередь с значительно большей сжимаемостью. Естественно, что излучение звука в такую среду будет иным по сравнению с излучением в исходную жидкость.

Сложность теоретического исследования звукового излучения при кавитации определяется тем, что излучение шума кавитационной областью является результатом взаимодействия большого количества отдельных кавитационных пузырьков. При этом, как отмечается в работе [8] рассмотрение кавитационной области как совокупности кавитационных полостей, распределённых в некоторой области жидкости, представляет собой трудную задачу, как в экспериментальном, так и в теоретическом плане.

В связи с этим при исследовании кавитационного шума особое значение имеет эксперимент, правильная постановка которого невозможна без знания законов моделирования изучаемого явления.

Обзор работ, посвященных экспериментальным исследованиям кавитационных процессов в насосах

В работе [1] на основе экспериментального исследования пульсационного состояния шестерённого насоса и его внешнего акустического поля при наличии кавитации разработаны диагностические признаки кавитации. Они заключаются в изменении амплитуд основных зубцовых гармоник. В спектрах пульсаций на входе изменяется соотношение первой и второй зубцовых гармоник в зависимости от давления на входе. Характерным признаком частичной кавитации является значительное увеличение (в 3...4 раза) амплитуды второй зубцовой гармоники относительно амплитуды первой зубцовой гармоники. Признаком развитой кавитации является значительное снижение (на порядок) амплитуд пульсаций давления на входе в насос.

В работе [9] с помощью высокоскоростной видеосъёмки исследовано возникновение и развитие кавитационной области, размеры которой меньше длины волны, и показано, что интервал нестационарного развития кавитационной области составляет около десяти периодов звукового поля.

В работе [10] проведены экспериментальные визуальные исследования насосного агрегата, работающего на жидком азоте. Для этого впервые в мире разработана экспериментальная установка, позволяющая проводить визуальные исследования течения криогенных жидкостей в насосных агрегатах.

Fanelli [11] и Li [12] провели экспериментальные исследования кавитационного шума и создали численный алгоритм для его изучения.

Mirko Chudina [6, 13, 14] обнаружил, что кавитационный шум носит дискретный характер, который в значительной степени зависит от степени развития кавитации.

Rus [15] одновременно измерял вибрацию и шум в осевой гидравлической турбине, состоящей из двух лопаток.

Su Yongsheng [16] определил зарождение кавитации путём сопоставления измеряемых сигналов пульсаций вибрации и давления на номинальном режиме и режиме с кавитации.

Liu Yuan [17] также определил зарождение кавитации в центробежном насосе путём сопоставления сигналов при замере вибрации и пульсаций давления в условиях наличия кавитации и при её отсутствии.

Pu Zhongqi [18] представил метод определения наличия кавитации в гидротурбине, который базируется на вейвлет анализе.

В работе [19] проведено экспериментальное исследование кавитационного шума и вибрации, возникающих при работе центробежного насоса.

В работе [20] обсуждаются особенности спектров кавитационного шума и влияния на их форму различных параметров акустической кавитации.

В работе [1] проведенные экспериментальные исследования позволили установить тесную связь между кавитационными, пульсационными характеристиками и внешними акустическими полями. С помощью метода акустической интенсивности исследовано акустическое поле комбинированного насосного агрегата.

Таким образом, в последнее десятилетие опубликовано значительное число работ, направленных на изучение шума и вибраций, вызванных возникновением и развитием кавитационных явлений, но все они в основном направлены на регистрацию возникновения кавитации. Однако в литературе не так много работ, посвященных изучению кавитационного шума и вибраций, возникающих при различных типах кавитации.

Экспериментальные исследования

В данной работе были проведены экспериментальные исследования акустического поля, создаваемого насосным агрегатом на нескольких режимах его работы (таблица 1). Измерения выполнялись с помощью акустической камеры фирмы Norsonic [21].

Таблица 1. Исследуемые режимы работы насосного агрегата

Режим	Штатный режим	Режим с кавитацией
Давление на входе в ШС, Па	$2,0 \cdot 10^5$	$0,18 \cdot 10^5$
п, об/мин	500, 1000, 1500, 2000	
$K_{КАВ}$	9,08	3,46

Кавитационное состояние насоса определяется числом кавитации

$$K = \frac{P_{in} - P_{vap}}{\rho \cdot V^2 / 2} \quad (1)$$

где P_{in}, P_{vap} - давление на входе в ШС и насыщенных паров соответственно; V - скорость вращения шестерён; ρ - плотность керосина.

Наличие кавитации в насосе диагностировалось по спектрам пульсаций давления и визуальным способом с использованием оптической проставки на входе в насос [1].

Для оценки влияния кавитационных процессов на шум насоса исследованы акустические поля агрегата на штатном и кавитационном режиме. На графиках (рисунки 1 и 3) представлены уровни звукового давления для штатного режима и режима кавитации (рисунки 2 и 4). При анализе особое внимание уделялось частотам соответствующим первой и второй зубцовым гармоникам насосного агрегата.

Из сравнения графиков на рисунках 1 и 2 видно, что при наличии кавитации на нерасчётном режиме работы уровень звукового давления значительно вырос. Аналогичная картина наблюдается на расчётном режиме работы насоса (рисунки 3 и 4). При работе насоса на режиме с кавитацией в жидкости существует два источника шума: пульсации давления (пульсации скорости) в потоке и пульсации концентрации кавитационных полостей, что подтверждается теоретическими результатами работ [23]. Таким образом, кавитация приводит к появлению дополнительных источников шума по сравнению с обычными гидродинамическими пульсациями давления. При этом кавитационный шум носит дискретный характер, который в значительной степени зависит от степени развития кавитации.

Звуковое давление кавитационного шума можно выразить в виде [24]:

$$F_N(t) = \sum_{k=1}^N \sum_{l=-\infty}^{\infty} \varphi(t - lT_0, \varepsilon_k, \nu_l), \quad (2)$$

где $T_0 = \frac{2\pi}{\omega_0}$; $\varphi(t, \varepsilon_k, \nu_l)$ - функция, характеризующая форму элементарного сигнала k -й

полости в l -й период звуковой волны; \mathcal{E}_k - случайная величина, определяющая в фиксированный момент времени параметры сигналов кавитационных полостей в зависимости от их номера k ; V_l - случайная величина, определяющая флуктуации параметров сигнала k -й полости во времени.

Уравнение (2) отражает механизм поведения совокупности кавитационных полостей.



Рисунок 1. Уровень звукового давления на штатном режиме ($n=500$ об/мин)

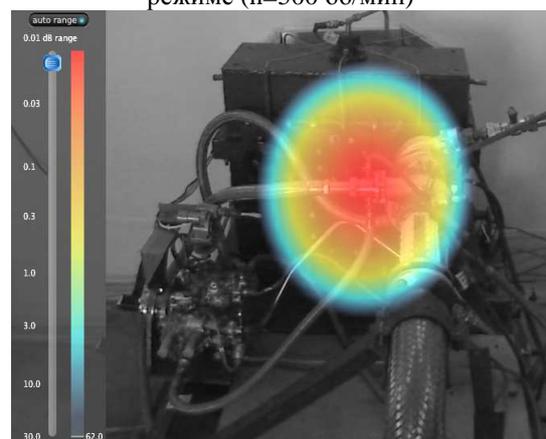


Рисунок 2. Уровень звукового давления на режим кавитации ($n=500$ об/мин).

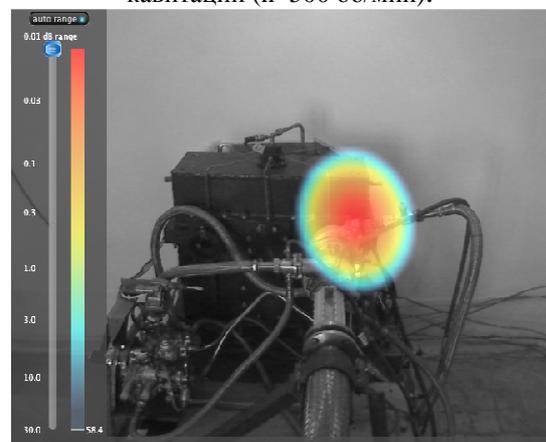


Рисунок 3. Уровень звукового давления на штатном режиме ($n=1500$ об/мин).

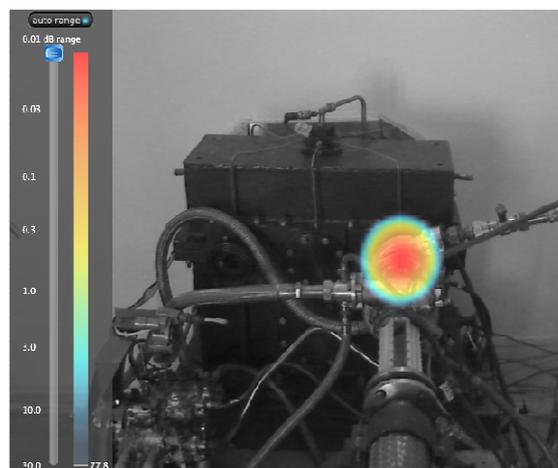


Рисунок 4. Уровень звукового давления на режим кавитации ($n=1500$ об/мин)

В результате исследований установлено, что по акустическому состоянию насоса можно оценивать наличие кавитационных процессов. Наиболее «информативными» являются 1-я и 2-я дискретные гармоники измеренного шума.

Форма огибающей частотного спектра зависит от типа кавитации. При паровой кавитации спектральная плотность мощности на низких частотах является практически постоянной, а на высоких частотах спадает по закону $\frac{1}{\omega^2}$. Переходная область определяется частотой $\omega = \gamma$, где γ - постоянная затухания кавитационного выброса.

При газовой кавитации в спектре имеется характерный максимум, положение которого соответствует резонансной частоте f_0 газовых пузырьков и зависит от скорости потока. Эту частоту можно приблизительно оценить с помощью выражения [24]: $f_0 = \frac{1}{R}$, где R радиус кавитационной каверны.

Заключение и обсуждение

Проведенные исследования показали возможность использования метода Beamforming для акустической диагностики наличия кавитации в насосном агрегате. Данный метод менее трудоёмкий по сравнению с методом интенсивности, который обычно используется для решения подобных задач [14].

В отличие от методов NAH и SONAH, метод формирования луча (beamforming)

применим в дальнейшем акустическом поле и он более точен при измерении высоких частот. Частотный диапазон и расстояние от микрофонной решетки до источника шума зависит от типа микрофонной решетки и числа микрофонов.

Недостатком метода формирования луча является плохое "разрешение", особенно в диапазоне малых частот. Наибольшее расстояние микрофонной решетки D , и расстояние до источника L , определяет "разрешение" (или точность с которой источник может быть локализован): $Re\ s = 1.22 \frac{L}{D} \lambda$.

Для получения приемлемых результатов, микрофонная решётка должна располагаться на существенном расстоянии от источника и располагаться под углом не более 30 градусов, чтобы покрывать весь источник. В общем случае, расстояние от микрофонной решётки до источника шума должно быть не менее диаметра самой решётки, но и не более, если такое возможно. Значительным преимуществом метода формирования луча является возможность локализации источника шума в движущихся объектах.

Преимуществом метода интенсиметрии является относительно большой динамический диапазон измерений (разница между максимальной и минимальной измеренной интенсивностью в дБ). Он составляет от 30 дБ до 60 дБ при этом для метода NАН and SONАН эта величина около 20 дБ. Динамический диапазон для метода формирования луча варьируется от 6 дБ до 15 дБ.

Другим преимуществом метода интенсиметрии является широкий частотный диапазон (20...20 кГц) в сравнении с методом формирования луча (250...10 кГц), но указанный частотный диапазон достаточен для акустической диагностики комбинированных насосов.

Метод интенсиметрии имеет определенные недостатки из-за реактивной составляющей при измерениях близко к поверхности шумящего объекта.

Работа выполнена при государственной поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках реализации мероприятий Программы повышения конкурентоспособности СГАУ среди ведущих мировых науч-

но-образовательных центров на 2013-2020 годы

Список использованных источников

- [1] Гаспаров, М. С. Гидродинамика и виброакустика комбинированных насосных агрегатов [Текст] // М.С. Гаспаров, А.Н. Крючков, Е.В. Шахматов, В.П. Шорин. – Самара: СГАУ, 2006. – 86 с.
- [2] Prokofiev, A., Makariyants, G., Shakhmatov, E. (2010) Modeling of pipeline vibration under the pressure ripples in the working fluid, *Proceedings of the 17th International Congress on Sound and Vibration*, Cairo, Egypt, 18 – 22 July.
- [3] Shakhmatov, E.V. (2012) Ed. *Complex solution of mechanical and aerospace engineering vibroacoustics problems*, LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH&CO.KG, 81.
- [4] ISO 3555, Centrifugal, mixed flow and axial pumps - Code for acceptance tests - Class B, (1977)
- [5] McNulty, P.J., Pearsall, I.S. (1982). Cavitation inception in pumps, *Journal of fluids engineering*, **104**(3), pp. 99-104.
- [6] Chudina, M. (2003) Detection of cavitation phenomenon in a centrifugal pump using audible sound, *Mech. syst. signal process*, **17**(6), pp. 1335-1347
- [7] Hunsaker, J.C. (1935). Cavitation research, *Mech. Eng.*, **57**, pp. 211 - 216
- [8] Акуличев, В.А. Некоторые соотношения в кавитационных зонах [Текст] / В.А. Акуличев, Л.Д. Росенберг // Акустический журнал. – 1965. – №11(3). – С. 287 – 293.
- [9] Акуличев, В.А. Экспериментальные исследования элементарной кавитационной зоны [Текст] / В.А. Акуличев // Акустический журнал. – 1968. – № 14(3). – С. 337-343.
- [10] Ito, Y., Tani, N., Kurishita, Y., Kitano, S., Nagasaki, T. (2012) New visualization test facility for liquid nitrogen and water cavitation in rotating inducer, *Proceedings of the Eighth International Symposium on Cavitation*, pp. 757-762
- [11] Fanelli, M. (1996) *Some Present Trends in Hydraulic Machinery Research, Hydraulic Machinery and Cavitation*, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, The Netherlands
- [12] Li, S C. (2000) *Cavitation of Hydraulic Machinery*, Imperial College Press., London
- [13] Chudina, M. (2003) Noise as an Indicator of Cavitation in a Centrifugal Pump, *Acoustical Physics*, **49**, pp. 463-474.
- [14] Chudina, M., Prezelj, J., Chernetich, J. (2012) Use of noise and vibration spectra to detection cavitation in kinetic pumps, *Proceedings of the Eighth International Symposium on Cavitation*, pp. 456 - 461
- [15] Rus, T., Dular, M., Hocesvar, M. An (2007) Investigation of the Relationship between Acoustic Emission, Vibration, Noise and Cavitation Structures on a Kaplan Turbine, *Journal of Fluids Engineering*, **129**, pp. 1112-1122
- [16] Yongsheng, S., Yongxiang, Zh., Tingfeng, M. (2008) Application of parallel recombination simulated annealing algorithms in recognition of inception cavi-

tion fault, *Journal of Wuhan University of Technology*, 32, pp. 1025-1028

[17] Yuan, L., Yongyong, H., Darong, Ch. (2009) Wavelet entropy based condition test and identification of cavitation, *Journal of Mechanical Strength*, 31, pp. 19-23

[18] Zhongqi, P., Wei, Zh., Keren, Sh. (2005) Turbine Cavitation Testing Based on Wavelet Singularity Detection, *Journal of Vibration and Shock*, 24, pp. 71-74/

[19] Yong, W., Houlin, L., Shouqi, Y., Dongxi, L. (2012) Experimental measurement on cavitation induced vibration and noise of centrifugal pumps, *Proceedings of the Eighth International Symposium on Cavitation*, pp. 498 - 502

[20] Акуличев, В.А. Некоторые статические характеристики кавитации [Текст] / В.А. Акуличев, В.В.

Ольшевский // Акустический журнал. – 1968. – № 14(2). – С. 163 – 169.

[21] Igolkin, A., Koh, A., Kryuchkov, A., Safin, A., Shakhmatov, E. (2012) Pressure reducing valve noise reduction, *19th International Congress on Sound and Vibration*, Vilnius, Lithuania, 8-12 July

[22] Лямшев, Л.М. Теория гидродинамического кавитационного шума [Текст] / Леонид Лямшев // Акустический журнал. – 1969. – № 15(4). – С. 572-578.

[23] Акуличев, В.А. Взаимосвязь статических характеристик акустической кавитации и кавитационного шума [Текст] / В.А. Акуличев, В.А. Ольшевский // Акустический журнал. – 1968. – № 14(1). – С. 30-36.

[24] Шальнёв, К.К. Кавитация в гидродинамике [Текст] Известия Академии наук СССР, 8, 72-116

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF AIR SUPPLY IN COMBINED PUMP UNIT

**Gafurov S. A.,
Rodionov L. V.,
Blyumin K. V.**

Samara State Aerospace University
(SSAU)

34, Moskovskoye shosse, Samara,
443086, Russia
gafurov@ssau.ru

It's well known erosion caused by cavitation leads to increased wear of details. Investigation of erosion place of origin is intensive and complex problem. Therefore using of simple methods of cavitation diagnosis is very actual. One of these methods is vibroacoustical diagnosis which take into account not only noise occurred due to working process but also pressure pulsation of working fluid and vibration of system components. Noise measurement may locate their source thereby determine the most acoustically loaded details of the investigated unit.

This paper describes some questions of cavitation influence on external acoustic field in combined pump unit. We proposed the method for cavitation diagnosis in combined pump unit. This method is based on measurement of external acoustic field. This method showed high accuracy and ease of use. The experimental studies have established a connection between pulsation characteristics of the pump unit and an external acoustic field.

Key words: pump unit, combined air, cavitation, erosion acoustic visualization

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ С ГАСИТЕЛЯМИ КОЛЕБАНИЙ

**Миронова Т.Б.,
Прокофьев А.Б.**

Самарский государственный аэро-
космический университет
Московское шоссе, 34,
г. Самара, Российская Федера-
ция, 443086
mirtb@rambler.ru

Разработана математическая модель трубопроводной системы с гасителем колебаний жидкости, обеспечивающая расчет ее акустических, вибрационных и прочностных характеристик. Математическая модель разработана для случая установившихся гармонических колебаний рабочей жидкости в предположении об односвязности колебаний, когда вибрация трубопроводной системы, возбуждаемая пульсирующим потоком рабочей жидкости, не вызывает в жидкости никаких дополнительных волновых процессов.

Ключевые слова: Трубопроводная система; динамика; гаситель колебаний; моделирование; пульсации; вибрация; надежность

1 Введение

Снижение надежности трубопроводных систем проявляется в отказах, связанных с разрушением трубопроводов. Появление этих отказов в большинстве случаев обусловлено действием пульсационных процессов в рабочей среде [1 - 4].

Однако при проектировании и конструировании трубопроводных систем очень мало внимания уделяется расчету на прочность трубопроводных систем и присоединенных к ним агрегатов от виброакустических нагрузок [5 - 8]. Недостаточно изучено взаимодействие акустических процессов в рабочей среде и вибрации механической подсистемы трубопроводной цепи и их влияние на прочностные характеристики трубопроводов [5 - 8]. В большинстве существующих методик и нормативных документах расчет виброакустических характеристик трубопроводных систем традиционно проводится отдельно от расчета прочностных характеристик [5, 6]. Их взаимосвязь ограничена случаем виброакустических расчетов достаточно простых конфигураций трубопроводных систем, с большим количеством упрощений и допущений, которые во многих случаях не дают адекватных результатов [7, 8].

Не изучены вопросы прочности трубопроводной системы с гасителем колебаний [9, 10]. При проектировании гасителя колебаний не устанавливаются никаких связей между переменными напряжениями в трубопроводе, запасами прочности и вносимым гасителем затуханием. Более того, не учитывается и тот факт, что введение гасителя колебаний в систему приводит к изменению ее упруго-массовых характеристик, появлению дополнительных соединений, формированию совершенно нового виброакустического «портрета» трубопроводной системы (рисунок 1). [11 - 13]. Недостаточно детально рассматриваются и вопросы прочности элементов самого гасителя колебаний [12, 13] (рисунок 2).

Все это требует разработки комплексного подхода при проектировании гасителей колебаний рабочей жидкости, учитывающего виброакустические характеристики присоединенных цепей, вопросы прочности и многие другие вопросы (см. рисунок 1, 2).

Основой такого подхода является разработка математической модели динамики трубопроводной системы с гасителем колебаний рабочей жидкости.

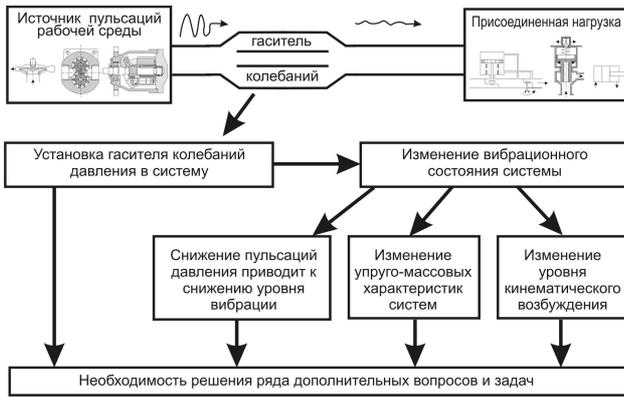


Рисунок 1. Схема воздействия гасителя на виброакустические характеристики трубопроводной системы

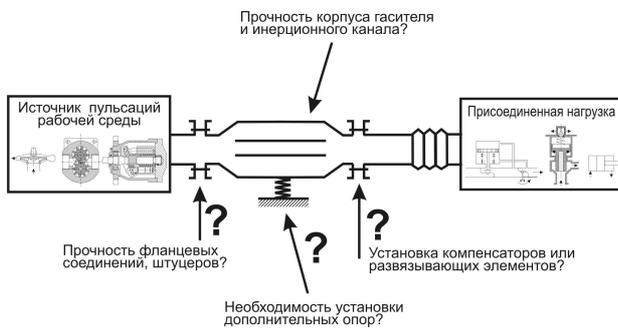


Рисунок 2. Схема решения задач динамики и прочности при проектировании гасителя колебаний

2 Теоретические исследования

Разработка математической модели динамики трубопроводной системы с гасителем колебаний рабочей жидкости представляет собой прикладную задачу. Введение гасителя колебаний изменяет распределение пульсационных параметров по длине трубопроводной системы, разделяя ее на входной и выходной участок. Анализ распределения пульсационных параметров внутри полостей гасителя проводится на базе конечно-элементной методики, представленной в [14].

Математическая модель динамики трубопроводной системы с гасителем колебаний сформирована в предположении об односвязности колебаний, когда вибрация трубопроводной системы, возбуждаемая пульсирующим потоком рабочей жидкости, не вызывает в жидкости никаких дополнительных волновых процессов.

В такой постановке установка гасителя колебаний в систему вместо участка трубо-

провода представляет собой введение участка со специфическими свойствами.

Отличия заключаются в том, что погонная масса и момент инерции поперечного сечения гасителя колебаний существенно (на один-два порядка) больше соответствующих параметров трубопровода. Это приводит к следующим особенностям динамики этого участка:

- 1) изменение кривизны осевой линии гасителя чрезвычайно мало;
- 2) пульсации давления и скорости рабочей жидкости в полостях гасителя практически не вызывают вибрации его корпуса;

Рассмотрим случай установки гасителя колебаний вместо участка трубопровода без введения дополнительных опор.

При составлении уравнения колебаний участка введения гасителя, влиянием пульсаций рабочей жидкости на колебания гасителя пренебрегаем. Полная система уравнений малых колебаний гасителя в скалярной форме записи имеет вид:

$$\begin{aligned}
 m' \frac{\partial^2 u_1}{\partial \tau^2} - \frac{\partial \Delta Q_1}{\partial \varepsilon} - Q_{30} \Delta \chi_2 - \Delta Q_3 \chi_{20} + Q_{20} \Delta \chi_3 + \Delta Q_2 \chi_{30} &= 0 \\
 m' \frac{\partial^2 u_2}{\partial \tau^2} - \frac{\partial \Delta Q_2}{\partial \varepsilon} - Q_{10} \Delta \chi_3 - \Delta Q_1 \chi_{30} + Q_{30} \Delta \chi_1 + \Delta Q_3 \chi_{10} &= 0 \\
 m' \frac{\partial^2 u_3}{\partial \tau^2} - \frac{\partial \Delta Q_3}{\partial \varepsilon} - Q_{20} \Delta \chi_1 - \Delta Q_2 \chi_{10} + Q_{10} \Delta \chi_2 + \Delta Q_1 \chi_{20} &= 0 \\
 \frac{\partial \Delta M_1}{\partial \varepsilon} + M_{30} \Delta \chi_2 - M_{20} \Delta \chi_3 + \Delta M_3 \chi_{20} - \Delta M_2 \chi_{30} &= 0 \\
 \frac{\partial \Delta M_2}{\partial \varepsilon} + M_{10} \Delta \chi_3 - M_{30} \Delta \chi_1 + \Delta M_1 \chi_{30} - \Delta M_3 \chi_{10} - \Delta Q_3 &= 0 \\
 \frac{\partial \Delta M_3}{\partial \varepsilon} + M_{20} \Delta \chi_1 - M_{10} \Delta \chi_2 + \Delta M_2 \chi_{10} - \Delta M_1 \chi_{20} + \Delta Q_2 &= 0 \\
 \Delta M_1 = A_{11} \Delta \chi_1, \quad \Delta M_2 = A_{22} \Delta \chi_2, \quad \Delta M_3 = A_{33} \Delta \chi_3, \\
 \frac{\partial \omega_1}{\partial \varepsilon} - \frac{\partial \Delta \chi_1}{\partial \tau} = \chi_{30} \omega_2 - \chi_{20} \omega_3, \\
 \frac{\partial \omega_2}{\partial \varepsilon} - \frac{\partial \Delta \chi_2}{\partial \tau} = \chi_{10} \omega_3 - \chi_{30} \omega_1, \\
 \frac{\partial \omega_3}{\partial \varepsilon} - \frac{\partial \Delta \chi_3}{\partial \tau} = \chi_{20} \omega_1 - \chi_{10} \omega_2,
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

где ε – безразмерная координата, отсчитываемая вдоль линии центров тяжести сечения трубопровода от начала отсчёта до некоторого произвольного поперечного сечения; τ – безразмерное время; m' – безразмерная

масса; χ – вектор безразмерной кривизны пространственной осевой линии трубопровода; $\bar{e}_1(s, t)$ – единичный вектор, направленный по касательной к осевой линии трубопровода; $\bar{e}_2(s, t)$ – единичный вектор, направленный по нормали к осевой линии трубопровода; $\bar{e}_3(s, t)$ – единичный вектор, направленный по бинормали к осевой линии трубопровода; u_i – виброперемещение в направлении $\bar{e}_i(\epsilon, \tau)$; $\bar{\omega} = \omega_1 \bar{e}_1 + \omega_2 \bar{e}_2 + \omega_3 \bar{e}_3$ – вектор угловой скорости вращения связанной системы координат; $\Delta \bar{Q}$ – динамическая составляющая вектора внутренних сил в трубопроводе; $\Delta \bar{M}$ – динамическая составляющая вектора сосредоточенного момента, приложенного в сечении с координатой s_i .

Разработанная математическая модель остается справедливой как для установившихся, так и для неустойчивых динамических процессов в рабочей жидкости.

Рассмотрим случай установившихся колебаний, например, от насоса, работающего с постоянной частотой вращения.

3 Задание граничных условий

Граничные условия для данной задачи зададим в виде комплексной амплитуды колебаний давления во входном сечении участка трубопроводной системы A_p и импеданс нагрузки Z_{ni} в выходном сечении [15]. Индекс „ i ” в обозначениях относится к номеру гармоники генерируемых колебаний давления. Воспользовавшись импедансным методом получим значения входных импедансов в характерных сечениях рассматриваемого участка (рисунок 3):

$$\begin{aligned} Z_{axi}^{(2)} &= \frac{Z_{ni} ch \chi_3 + Z_e sh \chi_3}{\frac{Z_{ni}}{Z_e} sh \chi_3 + ch \chi_3}, \\ Z_{axi}^{(1)} &= \frac{Z_{axi}^{(2)} A_2 + B_2}{Z_{axi}^{(2)} C_2 + D_2}, \\ Z_{axi} &= \frac{Z_{axi}^{(1)} ch \chi_1 + Z_e sh \chi_1}{\frac{Z_{axi}^{(1)}}{Z_e} sh \chi_1 + ch \chi_1}, \end{aligned} \quad (2)$$

где γ – постоянная распространения волнового процесса; A_2, B_2, C_2, D_2 – частотнозависимые коэффициенты матрицы передачи гасителя; Z_e – волновое сопротивление трубопровода; Z_{ni} – импеданс нагрузки в выходном сечении трубопровода.

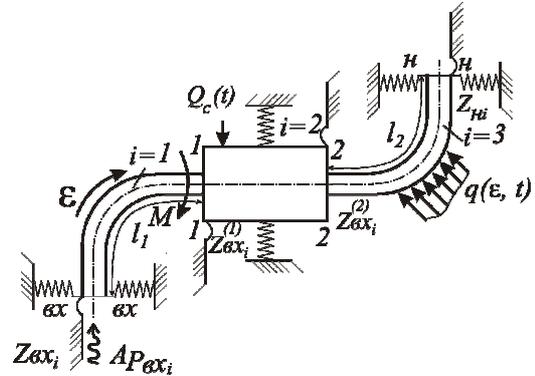


Рисунок 3. Схема моделируемой трубопроводной системы с гасителем колебаний

Выражения (2) позволяют определить комплексные амплитуды давления и скорости в характерных сечениях рассматриваемого участка.

4 Разработка математической модели динамики трубопроводной системы с гасителем колебаний рабочей жидкости

Математическая модель трубопроводной системы с гасителем колебаний включает в себя:

1. Соотношения (2) для входного и выходного участков трубопроводной системы [14-16];

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \tau^2} &= \frac{\partial \bar{Q}}{\partial \epsilon} + \bar{q} + \bar{f} + \bar{\gamma}_1, \quad \frac{\partial p}{\partial \tau} = -B_{mp} \frac{\partial w}{\partial \epsilon}, \\ \bar{M} &= A(\bar{\chi} - \bar{\chi}_0) + \bar{M}_0, \quad \frac{\partial \bar{\omega}}{\partial \epsilon} - \frac{\partial \bar{\chi}}{\partial \tau} = \bar{\omega} \times \bar{\chi}, \quad \frac{\partial \bar{u}}{\partial \epsilon} = \bar{e}_1 - \bar{e}_{10}, \\ \frac{\partial \bar{M}}{\partial \epsilon} + \bar{e}_1 \times \bar{Q}'_0 + \mu + \sum_{i=1}^m \bar{M}_{ci} \delta(\epsilon - \epsilon_i) &= 0, \\ \bar{f} &= f_1 \bar{e}_1 + f_2 \bar{e}_2 + f_3 \bar{e}_3, \\ n \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \tau^2} + w \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \epsilon \partial \tau} + \frac{\partial w}{\partial \tau} \left(\bar{e}_1 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial \epsilon} \right)_2 \bar{e}_2 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial \epsilon} \right)_3 \bar{e}_3 \right) \right) + \\ + w \frac{\partial w}{\partial \epsilon} \left(\bar{e}_1 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial \epsilon} \right)_2 \bar{e}_2 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial \epsilon} \right)_3 \bar{e}_3 \right) &= -\frac{\partial(p \bar{e}_1)}{\partial \epsilon} + \bar{\gamma}_2 - \bar{f}. \end{aligned} \quad (3)$$

где l – длина трубопровода; w – вектор безразмерной скорости рабочей жидкости;

$n = \frac{m_2}{m_1 + m_2}$; $m_1(s)$ – погонная масса трубопровода; $m_2(s)$ – погонная масса рабочей жидкости в трубопроводе; p – безразмерное давление; v – вектор скорости сечения трубопровода; q – вектор внешних распределённых сил, приложенных к трубопроводу; f – вектор сил взаимодействия между трубопроводом и рабочей жидкостью; w_0 и Δw – постоянная и пульсационная составляющая скорости жидкости соответственно; p и Δp – постоянная и переменная составляющая давления соответственно; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – углы поворота подвижных координатных осей; μ – распределённый момент, действующий на трубопровод; B_{mp} – приведенный модуль упругости трубопровода; γ_1 – вектор распределённых сил, вызванных силовыми полями;

2. Соотношения (1) для гасителя колебаний;
3. Соотношения (4) для пульсирующего потока рабочей жидкости:

$$Z_{exi}^{(2)} = \frac{Z_{ni} ch \gamma \epsilon_3 + Z_e sh \gamma \epsilon_3}{Z_e sh \gamma \epsilon_3 + ch \gamma \epsilon_3}, \quad Z_{exi}^{(1)} = \frac{Z_{exi}^{(2)} A_2 + B_2}{Z_{exi}^{(2)} C_2 + D_2}, \quad (4)$$

$$Z_{exi} = \frac{Z_{exi}^{(1)} ch \gamma \epsilon_1 + Z_e sh \gamma \epsilon_1}{Z_{exi}^{(1)} sh \gamma \epsilon_1 + ch \gamma \epsilon_1}, \quad A_{Qi} = A_{wi} = \frac{A_{pi}}{Z_{exi}}$$

где A_{pi} и A_{wi} – комплексные амплитуды давления и скорости в характерных сечениях рассматриваемого участка.

В выражения (4) входят соотношения для распределения комплексных амплитуд давления и скорости рабочей жидкости по длине участков 1 и 3 (рисунок 3):

-на входном участке

$$A_{pi}(l^{(1)}) = A_{pi}^{(n)} \left(\frac{Z_e}{Z_{exi}^{(1)}} sh \gamma (l_1 - l^{(1)}) + ch \gamma (l_1 - l^{(1)}) \right),$$

$$A_{wi}(l^{(1)}) = \frac{A_{pi}^{(n)}}{F_2} \left(\frac{sh \gamma (l_1 - l^{(1)})}{Z_e} + \frac{ch \gamma (l_1 - l^{(1)})}{Z_{exi}^{(1)}} \right),$$

-на выходном участке

$$A_{pi}(l^{(3)}) = A_{pi}^{(n)} \left(\frac{Z_e}{Z_{ni}} sh \gamma (l_3 - l^{(3)}) + ch \gamma (l_3 - l^{(3)}) \right),$$

$$A_{wi}(l^{(3)}) = \frac{A_{pi}^{(n)}}{F_2} \left(\frac{sh \gamma (l_3 - l^{(3)})}{Z_e} + \frac{ch \gamma (l_3 - l^{(3)})}{Z_{ni}} \right).$$

В выражения (4) также входят соотношения для расчета распределения пульсационных процессов в пространстве и во времени:

-на входном участке

$$\Delta p_i(l^{(1)}, t) = |A_{pi}(l^{(1)})| \cos(\alpha t + arg A_{pi}(l^{(1)}));$$

$$\Delta p(l^{(1)}, t) = \sum_{i=1}^n \Delta p_i(l^{(1)}, t);$$

$$\Delta w_i(l^{(1)}, t) = |A_{wi}(l^{(1)})| \cos(\alpha t + arg A_{wi}(l^{(1)}));$$

$$\Delta w(l^{(1)}, t) = \sum_{i=1}^n \Delta w_i(l^{(1)}, t);$$

-на выходном участке

$$\Delta p_i(l^{(3)}, t) = |A_{pi}(l^{(3)})| \cos(\alpha t + arg A_{pi}(l^{(3)}));$$

$$\Delta p(l^{(3)}, t) = \sum_{i=1}^n \Delta p_i(l^{(3)}, t);$$

$$\Delta w_i(l^{(3)}, t) = |A_{wi}(l^{(3)})| \cos(\alpha t + arg A_{wi}(l^{(3)}));$$

$$\Delta w(l^{(3)}, t) = \sum_{i=1}^n \Delta w_i(l^{(3)}, t);$$

Для окончательного замыкания разработанной математической модели необходимо записать условия стыковки участков рассмотренного трубопровода с гасителем колебаний. Таких мест стыковки 2 – это сечения 1-1 и 2-2 (см. рисунок 3).

Условия стыковки участков можно записать в виде:

$$\bar{U}_{1-1}^{(1)} = \bar{U}_{1-1}^{(2)}; \quad \bar{U}_{2-2}^{(2)} = \bar{U}_{2-2}^{(3)}; \quad (5)$$

где $U = \begin{bmatrix} u_1; u_2; u_3; \varphi_1; \varphi_2; \varphi_3; \Delta M_1; \Delta M_2; \Delta M_3; \Delta Q_1; \Delta Q_2; \Delta Q_3 \end{bmatrix}^T$.

Математическая модель предполагает, что на рассматриваемом участке нет промежуточных опор и влияние пульсаций давления и скорости рабочей жидкости на вибрацию самого гасителя пренебрежимо мало.

Таким образом, гаситель вибрирует, возбуждаясь кинематически от присоединенных концов трубопровода.

5 Заключение

Полученная математическая модель разработана для случая установившихся гармонических колебаний рабочей жидкости, что несколько ограничивает область её применения и не позволяет исследовать динамику трубопроводных систем с гасителями колебаний на неустановившихся режимах, например, при гидравлическом ударе, в режиме раскрутки насоса, генерирующего колебания. Она может быть доработана и для этого случая путем замены соотношений (4), входящих в математическую модель, на выражения, описывающие распространение пульсационных процессов на неустановившихся режимах. Однако получение таких соотношений является сложной, до конца нерешенной научной задачей.

Разработанная математическая модель позволяет рассчитывать величины действующих внутренних силовых факторов в трубопроводной системе с гасителем колебаний при ее возбуждении пульсирующим потоком рабочей среды. Дальнейший переход к действующим внутренним напряжениям осуществляется по известным формулам сопротивления материалов. Оценка прочностных характеристик осуществляется отдельно для трубопроводных участков и отдельно для гасителя колебаний [9].

Список использованных источников

- [22] Flod, D. Jury. (1999) Fundamentals of Aerodynamic Noise in Control Valves // Technical monograph 43 Fisher Controls International
Веб-сайт: www.fisher.com,- 24 p.
- [23] Istvan, L and Leo L. Beranek (2006) Noise and vibration control engineering. Second edition. Principles and applications// Published by Wiley and Sons, Inc., Hoboken, New Jersey. – 966 p.
- [24] Robert, D. Bruce, Arno S. Solving (2013) Acoustic-Induced Vibration Problems in the Design Stage // Bommer and Thomas E. LePage, CSTI acous-

tics, SOUND & VIBRATION ,Houston, Texas, Augus, 2013. - pp. 8-11

[25] Norsok Standard L-002-2009 Piping system layout, design and structural analysis // Oil Industry Association (OLF) and The Federation of Norwegian Industr//Edition 3, July 2009, 36 p.

[26] Пособие по расчету на прочность стальных трубопроводов на Ру до 10 МПа [Текст] // Поповский Б.В. и др. - М.: ВНИИМонтажспецстрой, 1989. - 17 с.

[27] РД-10-400-01. Нормы расчета на прочность трубопроводов тепловых сетей, 2001. - 70 с.

[28] СА 03-003-07 Стандарт ассоциации. Расчеты на прочность и вибрацию стальных технологических трубопроводов [Текст]. - М., 2007. - 69 с.

[29] СНиП 2.04.12-86 Расчет на прочность стальных трубопроводов [Текст]. - М., 2012. - 28 с.

[30] Прокофьев, А.Б. Виброакустическая модель прямолинейного участка трубопроводной системы с гасителем колебаний в условиях силового возбуждения пульсациями рабочей жидкости [Текст]/ А.Б. Прокофьев, Е.В. Шахматов. // Научно-технический сборник Ракетно-космическая техника. Расчет, проектирование, конструирование и испытания космических систем. Серия XII. Вып. 1. / ВКБ РКК Энергия. – Самара, 2000. – С. 120-131.

[31] Головин, А.Н. Гасители колебаний для гидравлических систем [Текст] / А.Н. Головин, В.П. Шорин. - Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2005. - 168 с.

[32] Головин, А.Н. Эффективность гасителей колебаний [Текст] / А.Н. Головин // Известия СНЦ РАН. - 2009.- №4. – С. 131-137.

[33] Прокофьев, А.Б. Исследование процессов виброакустического взаимодействия в элементах гидромеханических систем двигателей летательных аппаратов [Текст]: Дис. ... канд. техн. наук / Прокофьев Андрей Брониславович. - Самара, 2001. - 256 с.

[34] Шестаков, Г.В. Разработка методов автоматизированного проектирования гасителей колебаний давления для трубопроводных цепей двигателей и систем летательных аппаратов [Текст]: Дис. ... канд. техн. наук / Г.В. Шестаков. - Самара, 1991. - 277 с.

[35] Прокофьев, А.Б. Разработка метода комплексного анализа динамики и прочности трубопроводных систем с гасителями колебаний рабочей жидкости [Текст]: дис.... докт. техн. наук / А.Б. Прокофьев. – Самара, 2008. - 191 с.

[36] Прокофьев, А.Б. Математическая модель колебаний трубопроводов от действия пульсирующего потока жидкости [Текст] / Е.В. Шахматов, Т.Б. Миронова // Судостроение. – 2011.- №2. – С.39-42

[37] Прокофьев, А.Б. Методики конечно-элементного моделирования виброакустических характеристик трубопроводов с пульсирующим потоком жидкости [Текст] / Т.Б. Миронова, В.П. Шорин // Вестник СГАУ. - 2012. - № 32(1). – с.135-142

SIMULATIONS OF PIPE LINE SYSTEM WITH PRESSURE PULSATION DAMPER

**Mironova T. B.,
Prokofiev A. B.**

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

The method of pipeline system dynamics with pressure pulsation damper are developed. The method is based on the solving differential equation system of interaction between solid and oscillating fluid in the pipeline and pressure pulsation damper. Solution was done for steady-state oscillations. It is actual for aircraft pipelines, pipes of power plants, mobile machines and pipes of stationary processing machines.

Key words: Pipeline, Dynamic, Pressure Pulsation Damper, Pulsation, Vibration, Reliability

УДК 62-522

МЕТОДИКА РАСЧЁТА ХАРАКТЕРИСТИК НЕЛИНЕЙНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ С УЧЁТОМ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ

Шорин В. П.,
Шахматов Е. В.,
Гимадиев А. Г.

Самарский государственный
аэрокосмический университет
имени академика С. П. Королёва
(национальный исследователь-
ский университет) (СГАУ)
443086, Россия, г. Самара,
Московское шоссе, 34
gimadiev_ag@mail.ru

Приведена разработанная авторами методика расчёта статической и динамической погрешности гидравлических цепей, обусловленной нелинейным осреднением пульсаций давления. Приведен пример расчёта отклонения характеристики гидравлической цепи системы автоматического регулирования двигателя, обусловленная влиянием колебаний давления на выходе из шестерённого топливного насоса.

Ключевые слова: Нелинейная гидравлическая цепь, колебания давления, погрешность, методика расчёта, пример, двигатель, регулятор, характеристика запуска, отклонение характеристики

Введение

Колебания рабочей среды, обусловленные неравномерностью подачи гидравлических и топливных насосов, неустойчивостью отдельных контуров систем, оказывают существенное влияние на статические и динамические характеристики нелинейных гидравлических цепей (ГЦ) [1]. На нелинейных элементах ГЦ в виде регулируемых и нерегулируемых дросселей (жиклеры, пакеты диафрагм), на золотниковых распределителях, на гасителях колебаний происходит взаимное влияние медленноменяющихся и высокочастотных составляющих параметров рабочей среды [2-4]. Поэтому весьма важным является исследование характеристик ГЦ с учётом высокочастотных помех и разработка рекомендаций по повышению их статической и динамической точности.

Задача расчета статических и динамических характеристик информационных ГЦ при наличии колебаний рабочей среды в общем случае сводится к отысканию решения системы нелинейных дифференциальных уравнений с переменными параметрами [5-7]. Переменными параметрами в системе уравнений ГЦ являются гидравлические сопротивления дросселирующих элементов, определяемые в результате решения подсистем уравнений по отношению к высокочастотным колебаниям. Такое решение возможно при допущении о том, что характерное время динамического процесса по полезному сигналу намного (по крайней мере,

в 5...10 раз) превышает наибольший период составляющих колебательного процесса.

Вывод расчётных зависимостей и метод их решения

Рассмотрим обобщённую ГЦ, содержащую в структуре источник колебаний рабочей среды, который можно представить в виде эквивалентного источника, например объёмного расхода [4]

$$Q_{ist}(t) = Q_{ist,0} + \sum_{r=1}^{r=R} q_{ist}^{(r)} \exp(j\omega_r t), \quad (1)$$

где $Q_{ist}(t)$ - объёмный расход жидкости на выходе из источника колебаний; $Q_{ist,0}$ - постоянная или медленно меняющаяся составляющая расхода жидкости; $q_{ist}^{(r)}$, ω_r - комплексная амплитуда и частота r -ой составляющей колебаний расхода жидкости в источнике; t - время; $j = \sqrt{-1}$. При таком представлении источника колебаний рабочей среды давление $P_{ij}(t)$, расход $Q_{ij}(t)$ в ij -ых сечениях и перемещение $H_n(t)$ n -го подвижного элемента ГЦ можно представить в виде сумм медленноменяющихся и высокочастотных составляющих

$$\left. \begin{aligned} P_{i\gamma}(t) &= P_{i,0} + \sum_{r=1}^{r=R} P_{i\gamma}^{(r)} \exp(j\omega_r t); \\ Q_{i\gamma}(t) &= Q_{i,0} + \sum_{r=1}^{r=R} q_{i\gamma}^{(r)} \exp(j\omega_r t); \\ H_n(t) &= H_{n,0} + \sum_{r=1}^{r=R} h_n^{(r)} \exp(j\omega_r t); \\ i &= 1, 2, \dots, I; \quad \gamma = 1, 2; \quad n = 1, 2, \dots, N, \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

где $P_{i,0}$, $Q_{i,0}$, $H_{n,0}$ постоянные или медленно изменяющиеся составляющие давления, расхода и перемещения подвижных элементов в соответствующих сечениях; $\gamma=1$ соответствует входному, а $\gamma=2$ - выходному сечению i - ого участка цепи; I - число участков цепи; N - число подвижных элементов. Так как нелинейные свойства ГЦ определяются дросселирующими элементами, то при расчете полигармонического колебательного процесса в цепи целесообразно воспользоваться методом линеаризации характеристик дросселей по критерию минимума среднеквадратического отклонения, частным случаем которого метод гармонической линеаризации [7]. При линеаризации характеристики дросселя в отличие от других нелинейных элементов является важным правильное назначение входного параметра, определяющего форму движения рабочей среды через дросселирующие элементы. В предельных случаях в качестве входного параметра могут быть заданы колебания перепада давления на дросселирующем элементе или колебания расхода рабочей среды. В работе [7] дан анализ максимально допускаемой из-за не учёта вида входного параметра погрешности при линеаризации характеристики дросселя и даны рекомендации по повышению точности метода, которые будут использованы в дальнейших расчетах.

Расчетную модель для i -го дросселирующего элемента (ДЭ) с учетом (2) можно представить отдельно для медленноменяющегося полезного сигнала

$$\Delta P_{in,k} = L_k \frac{dQ_k}{dt}; \quad (3)$$

$$\Delta P_{akt,k} = k_{ln,k} Q_k + k_{nl,k} \left(\begin{matrix} Q_k - \\ -Q_{kr,k} \text{sign} Q_k \end{matrix} \right)^2 \text{sign} Q_k + \delta P_k \quad (4)$$

и высокочастотных составляющих

$$\Delta P_{in,k}^{(r)} e^{j\omega_r t} = jL_k \omega_r q_k^{(r)} e^{j\omega_r t} \quad (5)$$

$$\Delta P_k^{(r)} e^{j\omega_r t} = b_k q_k^{(r)}, \quad (6)$$

где $\Delta P_{in,k}$ - инерционная составляющая медленно меняющегося перепада давления на k - ом ДЭ; L_k - акустическая индуктивность ДЭ; Q_k - постоянная или медленно меняющаяся составляющая расхода; $\Delta P_{akt,k}$ - активная составляющая расхода жидкости; $k_{ln,k}$, $k_{nl,k}$ - коэффициенты линейных (ламинарных) и нелинейных (турбулентных) гидравлических потерь на ДЭ; $Q_{kr,k}$ - критический расход жидкости, начиная с которого начинается турбулентное движение жидкости; δP_k - приращение перепада давления на ДЭ, обусловленное нелинейным осреднением колебаний давления; b_k - коэффициент линеаризации по минимуму среднеквадратичного отклонения. $k = 1 \dots K$.

Коэффициент линеаризации b_k и функция смещения δP_k определяются в результате линеаризации по минимуму среднеквадратического отклонения, например при входном параметре в виде колебаний расхода [7]

$$b_k = \frac{1}{2\pi D_k} \int_0^{2\pi} \left\{ \begin{aligned} &k_{ln,k} (Q_{k,0} + q_k^\Sigma) + \\ &+ k_{nl,k} \left[\begin{matrix} Q_{k,0} + q_k^\Sigma - \\ -Q_{kr,k} \text{sign}(Q_{k,0} + q_k^\Sigma) \end{matrix} \right]^2 \\ &\text{sign}(Q_{k,0} + q_k^\Sigma) \end{aligned} \right\} q_k^\Sigma d\alpha; \quad (7)$$

$$\delta P_k = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \left\{ \begin{aligned} &k_{ln,k} (Q_{k,0} + q_k^\Sigma) + \\ &+ k_{nl,k} \left[\begin{matrix} Q_{k,0} + q_k^\Sigma - Q_{kr,k} \\ \text{sign}(Q_{k,0} + q_k^\Sigma) \end{matrix} \right] \\ &\text{sign}(Q_{k,0} + q_k^\Sigma) \end{aligned} \right\} d\alpha, \quad (8)$$

где $q_k^\Sigma = \sum_{r=1}^{r=R} A_{qk}^{(r)} \sin[\chi_r \alpha + \psi_k^{(r)}]$; $A_{qk}^{(r)}$, $\psi_k^{(r)}$ - амплитуда и начальная фаза расхода жидкости через k - ый ДЭ; $\chi_r = \omega_r / \omega_1$ - относительная частота r - ой составляющей колебаний расхода; ω_1 , ω_r - минимальная и текущая частоты в спектре колебаний расхода.

При таком разделении переменных математическую модель ГЦ можно представить двумя взаимосвязанными системами уравнений для медленноменяющегося полезного сигнала и ВЧ колебаний рабочей среды, причем низкочастотная модель цепи описывается нелинейными дифференциальными (в нормальной форме Коши) [5]

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\Pi_1}{dt} &= F_{q1}(t, \Pi_1, \dots, \Pi_L, \Phi_1, \dots, \Phi_S), \\ \frac{d\Pi_m}{dt} &= F_{qm}(t, \Pi_1, \dots, \Pi_L, \Phi_1, \dots, \Phi_S), \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

и алгебраическими уравнениями

$$\left. \begin{aligned} F_{n1}(\Pi_1, \dots, \Pi_L, \Phi_1, \dots, \Phi_S) &= \mathbf{0}; \\ F_{nm}(\Pi_1, \dots, \Pi_L, \Phi_1, \dots, \Phi_S) &= \mathbf{0}, \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

где Π_1, \dots, Π_L - медленноменяющиеся параметры ГЦ (расход, давление, перемещение подвижных элементов); Φ_1, \dots, Φ_S - медленноменяющиеся управляющие и возмущение воздействия. В системе уравнений (9) ДЭ представлены выражениями вида (3) и (4).

ВЧ модель ГЦ рассматривается с учетом распределённости параметров в элементах цепи, описываемых уравнениями акустического четырехполюсника[8-12]:

$$\begin{bmatrix} p_{i1}^{(r)} \\ q_{i1}^{(r)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_i^{(r)} & B_i^{(r)} \\ C_i^{(r)} & D_i^{(r)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{i2}^{(r)} \\ q_{i2}^{(r)} \end{bmatrix}, \quad (11)$$

где $r = 1 \dots R$, $A_i^{(r)}$, $B_i^{(r)}$, $C_i^{(r)}$, $D_i^{(r)}$ - коэффициенты матрицы передачи участка цепи с распределёнными параметрами. Участки ГЦ, содержащие подвижные элементы, могут быть представлены в форме акустического шестиполосника, коэффициенты матрицы передачи которого зависят от частоты колебаний, параметров соединительных каналов и демпфирующих свойств самого элемента.

Нелинейные дросселирующие элементы в рамках рассматриваемой модели можно также представить в форме (11) с коэффициентами матрицы передачи:

$$A_k^{(r)} = 1; B_k^{(r)} = b_k; C_k^{(r)} = 0; D_k^{(r)} = 1. \quad (12)$$

Граничные условия для выделенных участков ГЦ записываются так:

для узла при последовательном их соединении (рисунок 1,а)

$$p_{i2}^{(r)} = p_{(i+1)1}^{(r)}; \text{ и } q_{i2}^{(r)} = q_{(i+1)1}^{(r)} \quad (13)$$

для узла при параллельном их соединении (рисунок 1,б)

$$\left. \begin{aligned} p_{i2}^{(r)} &= p_{(i+1)1}^{(r)} = p_{(i+2)1}^{(r)} = \dots; \\ q_{i2}^{(r)} &= q_{(i+1)1}^{(r)} + q_{(i+2)1}^{(r)} + \dots, \quad r = 1 \dots R. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

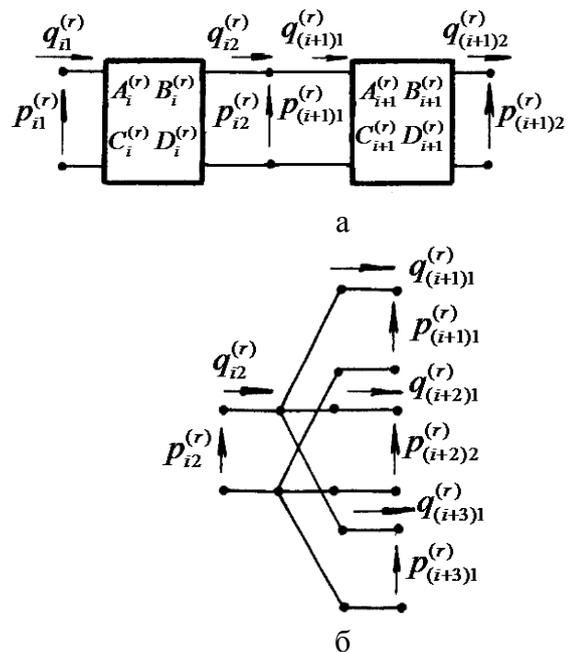


Рисунок 1. Схема узла последовательного (а) и байпасного (б) соединения участков пневмогидравлической цепи

Для начального сечения участка ГЦ, подключенного к источнику колебаний рабочей среды, граничные условия относительно колебаний рабочей среды определяются равенствами

$$\begin{cases} p_{11}^{(r)} = q_{ist}^{(r)} \frac{Z_{ist}^{(r)} Z_{11}^{(r)}}{Z_{ist}^{(r)} + Z_{11}^{(r)}}, \\ q_{11}^{(r)} = q_{ist}^{(r)} \frac{Z_{ist}^{(r)}}{Z_{ist}^{(r)} + Z_{11}^{(r)}} \end{cases} \quad (15)$$

где $p_{11}^{(r)}$, $q_{11}^{(r)}$ - комплексные амплитуды r -ых составляющих колебаний давления и расхода жидкости во входном сечении участка ГЦ, присоединённого к источнику колебаний; $Z_{ist}^{(r)}$, $Z_{11}^{(r)}$ - акустический внутренний импеданс источника колебаний расхода и входной импеданс ГЦ со стороны источника колебаний.

Для i -х конечных сечений исполнительных и чувствительных элементов цепи их можно записать следующим образом:

$$p_{i2}^{(r)} = Z_{i2}^{(r)} q_{i2}^{(r)} \quad (16)$$

где $Z_{i2}^{(r)}$ - акустический импеданс в выбранном сечении ГЦ.

Совместное решение подсистемы нелинейных дифференциальных и алгебраических уравнений для медленно меняющегося процесса и высокочастотных колебаний производится численными методами. Предполагается, что в исходном состоянии (до отклонения медленноменяющегося полезного сигнала) в ГЦ наблюдается ВЧ процесс. Тогда начальные значения медленноменяющихся параметров в выделенных сечениях ГЦ определяются из совместного решения подсистем взаимосвязанных через коэффициенты линеаризации и функции смещения нелинейных алгебраических уравнений и линеаризованных уравнений для ВЧ колебаний. Алгебраические уравнения решают одним из стандартных методов, например методом Ньютона [13]. На начальном шаге итераций рассчитывают медленноменяющиеся параметры ГЦ без учета ВЧ колебаний, т.е. предполагая, что $\delta P_k = 0$, $k = 1 \dots K$. Затем, воспользовавшись импедансным методом, определяют в выделенных сечениях цепи комплексные амплитуды колебаний давления и расхода, постоянные перепады давления ΔP_k на дросселирующих элементах. При этом, вначале задаются нулевыми значениями коэффициентов линеаризации

b_k и, как для обычной линейной ГЦ, определяют импедансным методом суммарные значения комплексных амплитуд колебаний расхода через все дросселирующие элементы. Порядок решения уравнений для ВЧ колебаний и расчета комплексных амплитуд давления и расхода в выделенных сечениях таков: проходя от периферийных сечений ГЦ к источникам колебаний для каждой из выделенных составляющих спектра, поэтапно находят входные импедансы участков ГЦ и цепи в целом. При последовательном соединении звеньев цепи (рисунок 2,а) входной импеданс i -го участка будет

$$Z_{i1}^{(r)} = [A_i^{(r)} Z_{i2}^{(r)} + B_i^{(r)}] [C_i^{(r)} Z_{i2}^{(r)} + D_i^{(r)}]^{-1}, \quad (17)$$

где $Z_{i2}^{(r)}$ - входной импеданс присоединенной к i -му элементу цепи по r -ой составляющей колебательного процесса.

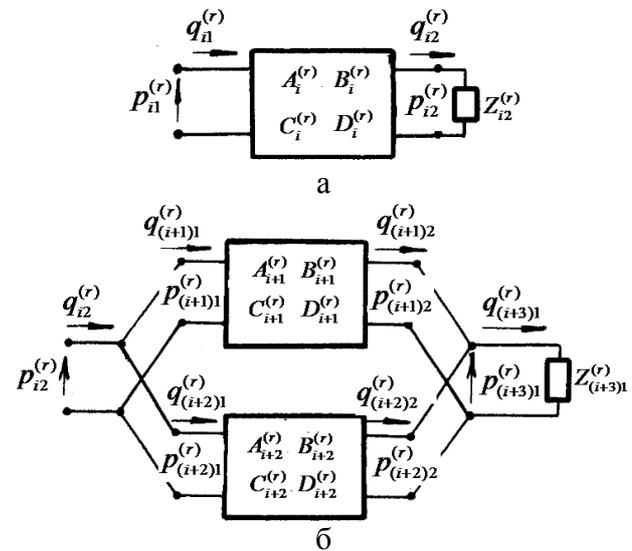


Рисунок 2. Схемы последовательного (а) и байпасного (б) соединения участков пневмогидравлической цепи

Входные импедансы соединений звеньев в узел (см. рисунок 1,б) и байпасно (см. рисунок 2,б) пневмогидравлической цепи рассчитывают по формулам:

$$Z_{i2}^{(r)} = Z_{(i+1)1}^{(r)} Z_{(i+2)1}^{(r)} Z_{(i+3)1}^{(r)} \left[\begin{matrix} Z_{(i+1)1}^{(r)} Z_{(i+2)1}^{(r)} + \\ + Z_{(i+2)1}^{(r)} Z_{(i+3)1}^{(r)} + \\ + Z_{(i+1)1}^{(r)} Z_{(i+3)1}^{(r)} \end{matrix} \right]^{-1} \quad (18)$$

$$Z_{i2}^{(r)} = \left\{ \begin{array}{l} \left[A_{(i+1)}^{(r)} B_{(i+1)}^{(r)} + A_{(i+1)}^{(r)} B_{(i+2)}^{(r)} \right] \\ Z_{(i+3)1}^{(r)} + B_{(i+1)}^{(r)} B_{(i+2)}^{(r)} \end{array} \right\} \square \left(\begin{array}{l} \left[B_{(i+1)}^{(r)} + B_{(i+2)}^{(r)} \right] \left[C_{(i+1)}^{(r)} + C_{(i+2)}^{(r)} \right] - \\ - \left[A_{(i+1)}^{(r)} + A_{(i+2)}^{(r)} \right] \left[D_{(i+1)}^{(r)} + D_{(i+2)}^{(r)} \right] \\ Z_{(i+3)1}^{(r)} + B_{(i+1)}^{(r)} D_{(i+2)}^{(r)} + D_{(i+1)}^{(r)} B_{(i+2)}^{(r)} \end{array} \right)^{-1} \quad (19)$$

При определённом таким образом входном импедансе ГЦ относительно источника колебаний $Z_{i1}^{(r)} = \frac{p_{i1}^{(r)}}{q_{i1}^{(r)}}$ находят комплексные амплитуды колебаний давления и расхода на входе в присоединенный к источнику участок цепи

$$\begin{aligned} p_{i1}^{(r)} &= q_{ui}^{(r)} Z_{ist}^{(r)} Z_{i1}^{(r)} / \left[Z_{ist}^{(r)} + Z_{i1}^{(r)} \right]; \\ q_{i1}^{(r)} &= q_u^{(r)} Z_u^{(r)} st / \left[Z_{ist}^{(r)} + Z_{ui}^{(r)} \right], \\ r &= 1, 2, \dots, R_1. \end{aligned} \quad (20)$$

При известных $p_{i1}^{(r)}, q_{i1}^{(r)}$, проходя в обратном направлении от источника к периферии ГЦ, рассчитывают комплексные амплитуды колебаний расхода и давления в выделенных сечениях, в том числе на входе в дросселирующие элементы и выходе из них. Определив суммарные колебания расхода q_k^Σ , находят по формуле (7) коэффициент линеаризации b_k . При известном b_k , решая вновь систему линеаризованных уравнений, определяют комплексные амплитуды колебаний расхода, давления в выделенных сечениях цепи и коэффициенты линеаризации второго приближения. Расчет таким итерационным методом ведут до обеспечения требуемой точности, задаваемой по относительной разности коэффициентов b_k последовательных приближений. На последнем шаге итераций определяют постоянные перепады давлений ΔP_k и их приращения δP_k . При определённых, таким образом, δP_k приступают к определению медленноменяющихся параметров на втором шаге итераций с учетом ВЧ колебаний рабочей среды. Процесс итераций

длится до тех пор, пока относительные разности медленноменяющихся параметров двух последовательных приближений не станут меньше заданной величины.

При рассчитанных таким образом начальных условиях задают шаг интегрирования по времени Δt и определяют управляющие и возмущающие воздействия Φ_1, \dots, Φ_s в моменты времени $t_0 + \Delta t / 2, t_0 + \Delta t$. При этом изменяют параметры источников колебаний рабочей среды. Для моментов времени $t_0 + \Delta t / 2, t_0 + \Delta t$ подсистему нелинейных алгебраических уравнений (11) решают методом последовательных приближений и определяют медленноменяющиеся значения параметров: $(P_1, \dots, P_L)_{t_0 + \Delta t / 2}, (P_1, \dots, P_L)_{t_0 + \Delta t}$.

Величины $\delta P_k, k=1, 2, \dots, K$, входящие в уравнения дросселирующих элементов, на первом шаге задают из предыдущего шага по времени, а затем уточняют их в результате решения системы уравнений для ВЧ колебаний. Процесс счета аналогичен нахождению параметров начальных условий. Затем рассчитывают производные подсистемы дифференциальных уравнений (10) и определяют значения дифференцируемых величин по формулам Рунге-Кутты [13]. Таким образом, циклы повторяются до достижения заданного времени интегрирования.

Реализация изложенной методики позволяет оценить влияние высокочастотных колебаний рабочей среды на статические характеристики и качество переходного процесса в ГЦ при условии, что характерное время переходного процесса существенно больше периода самой низкой из частот составляющих спектра колебаний.

Реализация изложенной методики позволяет оценить влияние высокочастотных колебаний рабочей среды на статические характеристики и качество переходного процесса в ГЦ при условии, что характерное время переходного процесса существенно больше периода самой низкой из частот составляющих спектра колебаний.

Пример теоретических и экспериментальных исследований

Рассмотрим пример применения разработанной методики. Колебания рабочей среды

представляют особую опасность для незамкнутых по основному контуру систем управления, к которым можно отнести системы топливопитания и автоматического регулирования двигателя, работающего, например на режиме запуска (рисунок 3).

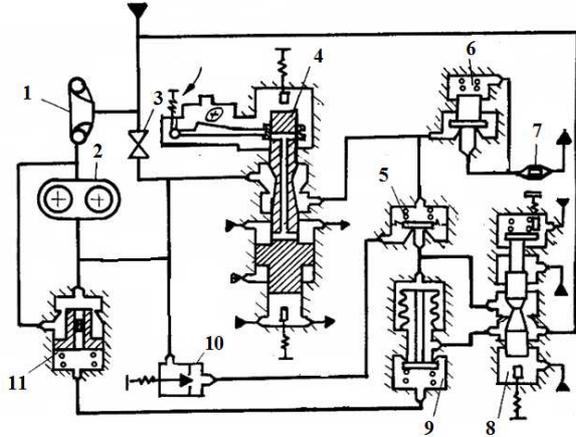


Рисунок 3. Расчётная гидравлическая схема системы топливопитания и регулирования ГТД:

- 1 – центробежный топливный насос; 2 – шестерённый насос; 3 – дроссель – имитатор присоединённых цепей; 4 – дозирующая игла; 5 – узел мембраны сравнения; 6 – запорный клапан; 7 – дроссель – имитатор форсунок; 8 – корректор перепада давления; 9 – исполнительный элемент регулятора перепада давления; 10 – входной жиклёр; 11 – клапан перепуска топлива

Принцип действия регулятора расхода топлива (см. рисунок 3), входящего в состав системы автоматического регулирования (САР) двигателя, основан на поддержании постоянным перепада давления на дозирующей игле 4 путем перепуска клапаном 11 части топлива с выхода шестеренного насоса 2 на его вход. Управление перепускным клапаном осуществляется регулятором постоянного перепада давления 9, чувствительным элементом которого является мембрана сравнения 5. На мембрану 5 с одной стороны действует давление топлива из-за дозирующей иглы 4, а с другой - из-за входного жиклера 10. Так как относительное сопротивление дозирующей иглы 4 больше, чем относительное сопротивление входного жиклера 10, то при увеличении перепада давления (расхода) на дозирующей игле мембрана 5 прогибается вверх, увеличивая перепуск топлива в сильфонную полость регулятора 9. Давление в сильфонной полости возрастает, что приводит к открытию окон

двухкромочного золотника и снижению давления топлива в пружинной полости перепускного клапана 11. При этом клапан 11 открывается, увеличивая перепуск топлива с выхода насоса 2 на его вход. Давление на входе в дозирующую иглу уменьшается, перепад давлений, а следовательно, и расход топлива восстанавливаются. Дозированная подача топлива в камеру сгорания в процессе запуска осуществляется в зависимости от угла установки рычага управления двигателя и давления заторможенного потока воздуха на входе в двигатель изменением проходного сечения дозирующей иглы и перепада давления в ней.

При составлении расчетной модели гидравлических цепей системы приняты следующие допущения: гидравлические потери в сосредоточенных элементах учитываются по нелинейным зависимостям с квазистационарными коэффициентами; топливный насос описывается как источник полигармонических колебаний расхода жидкости с определенным внутренним импедансом; частоты составляющих полигармонических колебаний кратны частоте зацепления зубьев качающего узла насоса; динамические процессы на входе в топливный насос и в камере сгорания не учитываются, т.е. они рассматриваются как элементы с достаточно большой емкостью; модуль входного импеданса сильфонной полости пренебрежимо мал по отношению к модулю импеданса сопла-заслонки мембранного узла; динамическое сопротивление перепускного клапана настолько велико, что он остается неподвижным при действии высокочастотных колебаний давления на выходе из насоса; время запуска двигателя более чем на два порядка превышает период самой малой частоты вынужденных колебаний и постоянной времени звеньев САР. Так как процесс запуска двигателя является достаточно длительным, то расчет медленноменяющихся параметров можно производить по уравнениям статических характеристик.

В процессе доводки и эксплуатации двигателя установлено, что наибольшее отклонение расхода топлива от заданного значения наблюдается на режиме высотного запуска, поэтому анализ влияния колебаний

рабочей среды на точность системы был проведен для данного режима.

Анализ результатов исследований

В результате исследований установлено, что отклонение расхода топлива от заданной величины зависит от частоты вращения привода топливного насоса, амплитуд составляющих спектра пульсаций расхода топлива, а также конструктивных параметров. При наличии колебаний рабочей среды на статическую точность регулятора оказывают существенное влияние размеры трубопровода от насоса до регулятора, объемы полостей и каналов в шунтирующей гидравлической цепи регулятора, величины коэффициентов сопротивлений дозирующей иглы, входного жиклера и степень их несимметричности. Наибольшее отклонение расхода топлива на режиме запуска наблюдается при частотах вращения ротора двигателя $n_{вд} = 83,33 \text{ c}^{-1}$ (5000 об/мин) и $n_{вд} = 126,66 \text{ c}^{-1}$ (7600 об/мин) (рисунок 4).

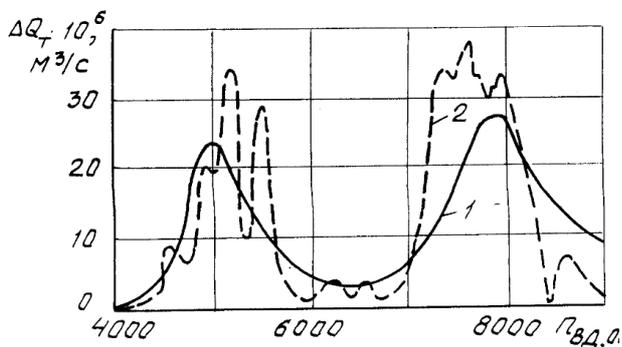


Рисунок 4. Зависимость теоретического (1) и экспериментального (2) отклонения расхода топлива в камеру сгорания ГТД на режиме высотного запуска при амплитуде первой гармоники колебаний расхода на выходе из топливного насоса отнесённой к статическому расходу 0,125 и амплитудах колебаний второй и третьей гармоник, отнесённых к амплитуде первой гармоники соответственно 0,5 и 0,3

При указанных частотах вращения ротора двигателя в гидравлических цепях системы устанавливаются резонансные колебания, при которых на входном жиклере и дозирующей игле реализуется максимальный динамический перепад давления и соответственно наблюдается наибольший “увод” расхода топлива от заданного значения.

Чем выше уровень пульсационной производительности топливного насоса при одинаковом спектральном составе, тем больше увод расхода топлива через дозирующую иглу. Установлено, что углы начальных фаз составляющих спектра колебаний расхода не оказывают существенного влияния на статическую погрешность САР. С уменьшением диаметра магистрального трубопровода от насоса до топливного регулятора значительно возрастает отклонение расхода топлива, причем максимальные уводы не смещаются по частоте вращения. Из конструктивных параметров регулятора расхода топлива наибольшее влияние на статическую погрешность системы оказывает объем полости мембраны сравнения. Изменение этого объема может вызвать как положительные, так и отрицательные отклонения расхода топлива.

Экспериментальные исследования САР, проведенные в стендовых условиях, качественно подтвердили теоретические зависимости. Некоторое отличие теоретических данных от экспериментальных объясняется существенным разбросом пульсационной производительности топливного насоса как источника колебаний рабочей среды и принятыми в расчетной модели допущениями. Несмотря на количественное расхождение полученных зависимостей, разработанная методика, алгоритм и программа расчета позволяют определить влияние различных факторов на характеристику запуска двигателя при наличии колебаний рабочей среды и выбрать параметры, при которых погрешность системы будет минимальна.

Выводы

Разработана методика расчёта влияния колебательного процесса на статические характеристики и медленно меняющиеся процессы в пневмогидравлических цепях систем управления и контроля параметров технических объектов. На основе разработанной методики исследовано влияние колебаний рабочей среды на характеристику запуска авиационного ГТД. Установлено, что из-за колебаний рабочей среды, обусловленных неравномерностью подачи топливных насосов, отклонение расхода топлива в процессе

высотного запуска двигателя может достигать 25...30 % относительно расчетного значения. Характеристика запуска двигателя при воздействии на систему пульсаций рабочей среды наиболее чувствительна к размахам магистрального трубопровода от топливного насоса до регулятора расхода, а также к объемам коммуникационных каналов и полостей регулятора расхода топлива.

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

Список использованных источников

- [1] Быстров, Н. Д. Формирование динамических характеристик пневмогидравлических цепей передачи информации систем контроля и управления двигателей летательных аппаратов [Текст] / Н.Д. Быстров. Автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук. – Самара: СГАУ, 2002. – 20 с.
- [2] Шорин, В.П. Расчет постоянного перепада давления на сосредоточенном сопротивлении при периодическом течении жидкости в безрасходной магистрали [Текст] / В.П. Шорин, А.Г. Гимадиев // Машиноведение. - 1975. - №1. - С. 28 - 31.
- [3] Шорин, В.П. Исследование статических характеристик демпфированных гидравлических цепей системы контроля и управления при колебаниях давления на входе [Текст] / В.П. Шорин, А.Г. Гимадиев, Г.И. Берестнев // Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов: Сб. науч. тр. Куйбышев. авиац. ин-т. - Куйбышев, 1988. - С. 59-69.

[4] Шорин, В.П. исследование влияния колебаний рабочей среды на статические характеристики дросселирующих элементов гидроавтоматики [Текст] / В.П. Шорин, А.Г. Гимадиев, А.Н. Крючков // Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов: Межвузовский сборник научных трудов. - Самара: СГАУ, 1994. - С. 50-55.

[5] Гликман, Б.Ф. Математические модели пневмогидравлических систем [Текст] / Б.Ф. Гликман. – М.: Наука, 1986. – 368 с.

[6] Гликман, Б.Ф. Нестационарные течения в пневмогидравлических цепях [Текст] / Б.Ф. Гликман.. –М.: Машиностроение, 1979. – 370 с.

[7] Шорин, В.П. О выборе входного параметра при линеаризации характеристик дросселирующих элементов гидравлических цепей [Текст] / В.П. Шорин, А.Г. Гимадиев // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. - 1990. - №5. - С. 149-158.

[8] Ансари, Ж.С. Распространение возмущений в трубопроводах [Текст] Ж.С. Ансари, Р. Олденбургер // Теоретические основы инженерных расчетов. - 1967. - №2. - С. 201 - 209.

[9] Асатурян, А.С., Саран, Л.А. Неустановившееся течение вязкой жидкости в цилиндрических трубах [Текст] / А.С. Асатурян, Л.А. Саран // Прикладная механика. - 1971. - Т.7, №6. - С. 91 - 96.

[10] Зилке, В. Трение, зависящее от частоты, при неустановившемся течении в трубопроводе [Текст] /В. Зилке // Теоретические основы инженерных расчетов. - 1968. - №1. - С. 120 - 127.

[11] Фанк, Д.Е. Частотная характеристика гидравлических трубопроводов при турбулентном течении [Текст] / Д.Е. Фанк, Д.Ж. Вуд // Теоретические основы инженерных расчетов. - 1974. - М. - С. 158 - 162.

[12] Попов, Д.Н. Динамика и регулирование гидropневмосистем [Текст] / Д.Н. Попов. - М.: Машиностроение, 1987. - 464 с.

[13] Бахвалов, Н.С., Жидков, Н.П., Кобельков, Г.М. Численные методы [Текст] / Н.С. Бахвалов, Н.П. Жидков.– М.: Лаборатория Базовых Знаний, 2002. – 627 с..

CHARACTERISTICS CALCULATION PROCEDURE FOR THE NONLINEAR HYDRAULIC CHAINS WITH PULSATING WORKING MEDIA

Shorin V. P.

Shakhmatov E. V.,

Gimadiev A. G.

Samara State Aerospace University
(SSAU)

34, Moskovskoye shosse, Samara,
443086, Russia

gimadiev_ag@mail.ru

The article describes a technique developed by the authors to calculate the static and dynamic errors of the hydraulic chains caused by nonlinear averaging pressure pulsations. Given an example of calculating the deviation of the engine automatic control chain characteristics due to the influence of pressure fluctuations at the output of the fuel pump gear.

Keywords: *Nonlinear hydraulic chain, pressure fluctuations, error, calculation method, engine, regulator, startup characteristic, deflection of the characteristic*