

ДИНАМИКА И ВИБРОАКУСТИКА

Том 4, № 1 (2018)

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

published by
Samara University

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

Главный редактор

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

Заместители главного редактора:

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

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

Технический редактор

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

Ответственный секретарь

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

Российские члены редакционного совета:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Иностранные члены редакционного совета:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Editor-in-Chief

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

Deputy Editors-in-Chief:

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

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

Technical Editor

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

Executive Editor

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

Editorial office Russian members:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Editorial office foreign members:

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

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

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

M. Linivama - *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. Strichak - *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).*

ЦЕЛИ И ТЕМАТИКИ ЖУРНАЛА

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

Все работы проходят предварительное рецензирование.

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

Тематика работ, публикуемых в нашем журнале, посвящена:

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

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

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

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

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

PURPOSES AND SCOPE

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

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

Area of interests include but is not limited to:

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

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

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

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

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

СОДЕРЖАНИЕ

ВЛИЯНИЕ ВИБРАЦИЙ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ РЕГУЛЯТОРОВ

А. И. Гулиенко 6

МЕРОПРИЯТИЯ ПО СНИЖЕНИЮ АКУСТИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ ВНУТРИ СБОРОЧНО-ЗАЩИТНОГО БЛОКА

П. А. Попов, А. А. Иголкин 16

МОДЕЛЬНЫЙ И КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫЙ ПОДХОДЫ В ИССЛЕДОВАНИИ ЗВУКОИЗОЛЯЦИИ ОТСЕКОВ КОСМИЧЕСКОГО МОДУЛЯ

П.А. Попов, А.В. Кузнецов, А.А. Иголкин, В.М. Муртазин 21

РАЗВИТИЕ КОНСТРУКЦИИ НАДРОТОРНЫХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ БИРОТАТИВНОГО ЗАКАПОТИРОВАННОГО ВЕНТИЛЯТОРА С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ЕГО АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Я.С. Почкин Ю.Д. Халецкий, В.И. Милешин 27

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧАСТОТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛАТФОРМЫ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ НА ОСНОВЕ МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКИХ ЭЛАСТОМЕРОВ

А. М. Базиненков, И. В. Макеев, А. П. Ротарь, Д. А. Иванова, В. П. Михайлов 36

DOI: 10.18287/2409-4579-2018-4-1-6-15

УДК 621.452.3.026.8

ВЛИЯНИЕ ВИБРАЦИЙ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ РЕГУЛЯТОРОВ**А. И. Гулиенко**

НТЦ «Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И.Баранова»,
Авиамоторная 2, г. Москва,
Российская Федерация,
111116
goulienko-ctrl@ciam.ru

Изложены результаты экспериментального исследования виброустойчивости гидромеханических регуляторов двигателей летательных аппаратов. Описаны эффекты влияния вибраций в виде возбуждения колебаний параметров регуляторов и изменения режима их работы. Показано, что влияние вибраций может быть уменьшено путём демпфирования подвижных механических элементов регуляторов. Предложены количественные показатели виброустойчивости агрегатов.

Ключевые слова: Вибрации; виброустойчивость; гидромеханический регулятор; механизм влияния вибраций

1 Введение

Одной из актуальных задач обеспечения общей надёжности двигателей летательных аппаратов (ЛА) и их систем является задача обеспечения виброндёжности. Виброндёжность - это виброустойчивость и вибропрочность, при этом под вибропрочностью понимается способность агрегатов не разрушаться при механических воздействиях, а под виброустойчивостью – способность выполнять свои функции и сохранять параметры в пределах установленных норм в условиях вибраций [1].

Воздействие вибраций вызывает упругие деформации элементов конструкции и появление инерционных сил переносного движения, которые действуют на подвижные механические элементы в агрегатах и на массу жидкости в трубопроводах и, как следствие, происходит изменение величин функциональных параметров (расходов и давлений рабочей среды).

Из широкого спектра задач по виброндёжности ниже рассматривается обеспечение виброустойчивости гидромеханических регуляторов и систем двигателей путём выявления механизмов влияния вибраций, и целенаправленного изменения величин конструктивных параметров регуляторов для устранения (уменьшения) влияния вибраций. Схема решения задачи обеспечения виброндёжности показана на рисунке 1.

Следует заметить, что величины перегрузок, действующие на агрегаты двигателей ЛА, значительны во всех направлениях и характеризуются широким спектром частот в каждом из них. В связи с этим выбор оптимальной ориентации регуляторов по отношению к оси двигателя, а также использование пассивной или активной их виброизоляции, являются не менее сложными задачами, чем изыскание способов уменьшения влияния вибраций путём изменения конструктивных параметров.

Решение этой задачи в теоретическом плане требует специального описания динамического взаимодействия подвижных механических элементов агрегатов и масс жидкости в трубопроводах в относительном и переносном движении.



Рисунок 1. Задача обеспечения виброндёжности агрегатов и систем двигателей ЛА. 1 Причины и характеристики вибраций агрегатов двигателей ЛА

Вибрации - это колебания механических систем, обусловленные деформациями их элементов [1]. При эксплуатации ЛА имеют место два основных типа колебаний:

- траекторные колебания ЛА, рассматриваемого как абсолютно жёсткое тело,
- упругие колебания из-за изменения напряжённо-деформируемого состояния конструкции ЛА, её силовой установки и других устройств.

Деформации конструкции ЛА вызываются различными видами нагрузок, возникающими при работе двигателей на установившихся и переходных режимах из-за турбулентных пульсаций давления в газовых и жидкостных трактах, неуравновешенности роторов, неустойчивости рабочего процесса при горении компонентов и др.

Деформации ЛА сопровождаются колебаниями всей конструкции, колебаниями двигателей из-за податливости мест их крепления к ЛА и колебаниями отдельных агрегатов двигателей.

В общей механике машин вибрации механического происхождения с частотами до примерно 100 Гц рассматриваются, как правило, как детерминированные, а вибрации средних частот - (100...1200) Гц - как узкополосные случайные процессы с определённой средней частотой, на которой амплитуда статистически изменяется около некоторого среднего уровня. Сравнительно небольшая флуктуация амплитуды (около 10 %) позволяет рассматривать вибрации с этими частотами также как детерминированные.

Детерминированный характер вибраций обусловлен свойством механических упругих систем возбуждаться на собственных частотах и высокой энергией источников вибраций.

При изменении режимов работы двигателей ЛА спектр дискретных составляющих вибраций может существенно перестраиваться, а величина амплитуд изменяться. Для двигателей характерны следующие частоты вибраций [2, 3]:

- продольные колебания корпуса ЛА 5 ... 100 Гц,

- низкочастотные колебания в системе топливопитания 0.1 ... 200 Гц,
- вибрации ротора 200 ... 500 Гц,
- колебания давления жидкости при гидроударе 10 ... 120 Гц,
- собственные колебания трубопроводов между опорами 60 ... 180 Гц.

Оценки показывают, что наиболее существенный диапазон частот, в пределах которого вибрации могут оказывать влияние на параметры систем (расходы, давления и т.п.), лежит в пределах от нескольких Герц до 2...3 кратного значения максимальной собственной частоты колебания её элементов. Для механических конструкций характерно наличие нескольких собственных частот и их возбуждение.

В гидромеханических системах, как правило, возбуждение происходит на одной из частот, которая и устанавливается во всей системе. Максимальное значение частоты колебаний для гидравлических систем двигателей ЛА не превышает, как правило, 500...600 Гц.

Исходя из проведенного анализа, для изучения влияния вибраций на характеристики агрегатов двигателей приняты синусоидальные возмущения с частотами (2 ... 500) Гц и величинами перегрузок (1 ... 40) g. В таких условиях функционируют гидромеханические регуляторы двигателей силовых установок, имеющие упруго или гидравлически «подвешенные» механические элементы – поршни, золотники и др.

Вибрации с указанными характеристиками нецелесообразно относить к обычным вибрационным нагрузкам. Под последними понимаются явления, связанные с колебаниями высоких частот и малых амплитуд перемещения, которые влияют, в основном, на износ и прочность элементов, и в меньшей степени на параметры систем.

При исследовании виброустойчивости агрегатов главный эффект влияния вибраций с указанными характеристиками сводится к изменению (отклонению) функциональных параметров (расхода, давления).

2 Механизмы влияния вибраций

Экспериментальные исследования и эксплуатация двигателей, а также расчетные оценки показывают, что вибрации влияют не только на прочность и герметичность агрегатов, но и на их функционирование, вызывая в ряде случаев недопустимые отклонения регулируемых параметров.

Возможны следующие два механизма преобразования вибраций корпуса регулятора во внутривыскающие возмущения, проявляющиеся в виде колебаний или отклонений механических подвижных элементов и контролируемых параметров (расходов или давлений):

- расходный (объемный, помповый),
- инерционный (массовый).

Расходный механизм обусловлен изменением внутренних объемов гидравлических систем вследствие деформации корпусов агрегатов или трубопроводов при вибрациях.

Влияние расходного механизма, приводящего к увеличению сжимаемости системы «жидкость - упругая конструкция» и, как правило, к снижению запасов устойчивости этой системы, довольно подробно изложено в работах по динамике гидропривода [4, 5].

Кроме того, следует учитывать, что современные гидромеханические агрегаты работают при высоких уровнях давления и локальной деформаций их конструкции можно, как правило, пренебречь.

Инерционный механизм влияния вибраций возникает вследствие неравномерного движения элементов конструкции. При этом инерционные силы переносного движения (виброперегрузки) оказывают действие на механические подвижные элементы и на массу жидкости в трубопроводах. Это, в свою очередь, приводит к изменению относительного движения механических элементов и, как следствие, к изменению величины функциональных параметров регуляторов.

Отклонения параметров могут значительно усиливаться при наличии в системах регулирования местных контуров об-

ратной связи или наличии осцилляторов с малой степенью демпфирования, что может привести к недопустимым отклонениям параметров.

На виброперегрузки наиболее сильно реагируют гидромеханические регуляторы, гидромагистраль с малым перепадом давления, системы регулирования осевых сил турбонасосных агрегатов и др. Их реакция на вибрации объясняется наличием внутри агрегатов существенных жидких и механических подвижных масс, а также достаточной протяженностью трубопроводов.

В отличие от релейных систем управления, где действие вибраций проявляется кратковременно во время перемещения от упора до упора механических элементов, упруго «подвешенные» элементы всё время реагируют на виброперегрузки.

На рисунке 2 показаны принципиальные схемы регуляторов расхода и давления двигателей, а также автомата разгрузки осевых сил турбонасосного агрегата. Их подвижные механические исполнительные элементы выделены красным цветом, а стрелками показано направление течения рабочей среды.

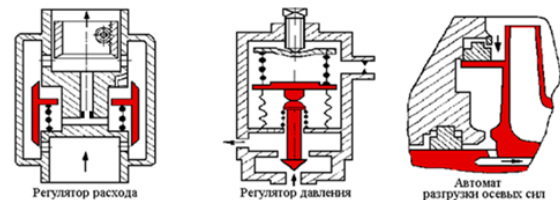


Рисунок 2. Принципиальные схемы гидромеханических агрегатов

3 Показатели виброустойчивости

В литературе и специальных требованиях к агрегатам автоматики двигателей ЛА изложены лишь общие соображения по их виброустойчивости, суть которых заключается в том, что агрегаты должны быть устойчивыми к воздействию вибраций. Количественных же характеристик и показателей, позволяющих сравнивать и регламентировать виброустойчивость различных агрегатов, нет.

Характеристики виброустойчивости могут быть получены путем проведения функциональных виброиспытаний агрегатов. Это

проливочные гидравлические испытания агрегатов с одновременным заданием колебаний (вибраций) их корпусов в заданном диапазоне частот.

В отличие от вибропрочностных испытаний агрегатов автоматики, функциональные виброиспытания позволяют контролировать и подтверждать работоспособность агрегатов при непосредственном воздействии вибраций в условиях, максимально приближенных к работе на двигателе.

Следует отметить, что при испытаниях регуляторов, они, как правило, устанавливаются на платформе вибростола в такое положение, чтобы направление действия виброперегрузки совпадало с осью движения механического подвижного элемента. В этом случае обеспечивается максимальное влияние вибраций.

При работе агрегатов в составе двигателя вибрации возбуждаются во всех направлениях, причем спектр частот может существенно отличаться. В связи с этим испытания на одномерных вибростендах необходимо проводить в трёх положениях агрегата на вибростоле.

При монтаже агрегатов целесообразно применять двигательные трубопроводы, подсоединённые к насосу подачи рабочей среды в агрегат, с выхода которого она поступает в бак. Допускается использование иных трубопроводов, длина и диаметр которых воспроизводит частоты колебаний рабочей среды в гидравлическом тракте двигателя с агрегатом.

Частотная характеристика функционирующего агрегата, определяемая как реакция регулируемого параметра $X_{\text{рег}}$ на возмущение в виде моногармонической виброперегрузки p_x с разной частотой, - это характеристика виброустойчивости агрегата. Она позволяет количественно оценивать виброустойчивость агрегатов и систем двигателя.

В качестве основных показателей характеристики виброустойчивости обычно используют коэффициенты виброчувствительности и виброактивности.

Коэффициент виброчувствительности ($K_{\text{вбч}}$) определяется (рассчитывается) как

процент отклонения величины i -го параметра X_i регулятора (системы) при действии линейного ускорения величиной в одну единицу - 1 g.

$$K_{\text{вбч}} = [\% \text{ отклонения } X_i] / [1g]$$

Величина $K_{\text{вбч}}$ может быть определена при испытаниях на центрифуге с линейным ускорением в одну единицу. Однако на центрифугах, как правило, затруднительно проводить испытания функционирующих гидравлических регуляторов и обычно коэффициент виброчувствительности определяется на вибростендах по амплитуде колебаний регулируемых параметров на минимально возможной частоте вибраций или же расчетным путем. Величина отклонения X_i делится на величину перегрузки, т.е. приводится к единичной перегрузке. При величине $K_{\text{вбч}}$ необходимо указывать частоту (ы) вибраций, на которых происходит его определение, а испытание с линейным ускорением отражается частотой $f = 0$.

Коэффициент виброактивности ($K_{\text{вба}}$) определяется как отношение амплитуды колебаний i -го параметра (AX_i) на j -той частоте вибраций при действии виброперегрузки в одну единицу к амплитуде на нулевой частоте, т.е. к коэффициенту виброчувствительности $K_{\text{вбч}}$. Он показывает усиление / ослабление влияния вибраций на параметры системы на j -ой частоте по сравнению со значением на нулевой частоте.

$$K_{\text{вба},j} = [AX_i \text{ на } j\text{-той частоте}] / K_{\text{вбч}}$$

При построении частотной характеристики виброустойчивости агрегата в относительном виде, когда значение амплитуды колебаний на каждой частоте приводится к перегрузке в одну единицу и относится к амплитуде колебаний на нулевой частоте, получается характеристика виброактивности. Она показывает величину коэффициента виброактивности агрегата на каждой частоте.

В качестве примера на рисунке 3 приведена характеристика виброактивности регулятора расхода прямого действия при разных диаметрах демпфирующего жиклёра

подвижного элемента (на рисунке экспериментальные значения обозначены индексами, а расчетные - сплошные линии). Схема этого регулятора приведена на рисунке 2 слева, положительное направление перегрузки вдоль оси подвижного элемента.

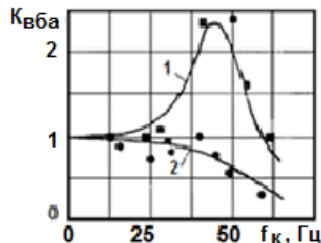


Рисунок 3. Характеристика виброактивности регулятора расхода
1 - диаметр жиклера 1,8 мм, 2 - 0,5 мм

Данный регулятор имеет повышенное значение коэффициента виброактивности величиной 2,4 на частоте 49 Гц при диаметре демпфирующего жиклёра 1,8 мм. Уменьшение диаметра жиклёра до 0,5 мм привело к снижению виброактивности до уровня 0,7.

Коэффициент виброчувствительности этого регулятора равен (0,3...0,4) % расхода рабочей среды на ед. перегрузки.

Показатели виброчувствительности агрегатов целесообразно вносить в паспорта агрегатов для всех характерных режимов работы двигателей и частот вибраций, присутствующих данной системе.

Величина ограничения предельных значений коэффициентов виброчувствительности агрегата вытекает из требований обеспечения заданной точности регулирования параметров.

Исходя из анализа взаимодействия замкнутой динамической системы «регулятор – двигатель – упругая конструкция ЛА» возможны ограничения на величину коэффициента виброактивности в диапазоне частот до 100 Гц.

Как показали результаты экспериментальных исследований виброустойчивости некоторых регуляторов расхода топлива, изменение (отклонение) режима их работы возможно не только действием линейной перегрузки, но и из-за действия вибраций с

определенными частотами.

В этом случае также целесообразно использовать понятие коэффициент виброчувствительности, но с указанием частот вибраций (диапазона частот), на которых происходит изменение режима.

На рисунке 4 показан характер изменения расхода рабочей среды через регулятор ($Q_{рег}$), давления за ($P_{рег}$) и перед ним ($P_{вх}$) при увеличении частоты вибраций до 90 Гц при амплитуде виброперемещений (x_k) стала 0,35 мм.

Видно, что начиная с частоты вибраций примерно 70 Гц происходит снижение режима на 10 % и более. Факт снижения расхода подтверждают другие параметры гидравлической системы – уменьшается давление за регулятором и увеличивается на его входе.

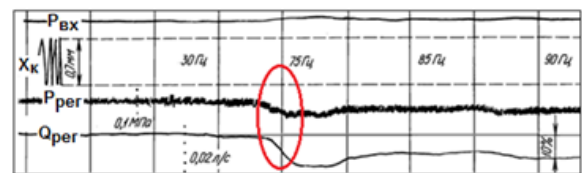


Рисунок 4. Изменение режима работы регулятора расхода на частотах вибраций 0...90 Гц

4 Эффекты влияния вибраций

В результате экспериментальных исследований виброустойчивости гидромеханических регуляторов расхода различных двигателей были выявлены следующие эффекты:

1. Вынужденные колебания гидравлических параметров с частотой, равной частоте задаваемых вибраций.

2. Возбуждение колебаний с частотой, кратной задаваемой частоте вибраций.

3. Изменение режима работы регулятора в определенном диапазоне частот.

4. Возбуждение низкочастотных колебаний параметров при совместном действии высокочастотных вибраций и пульсаций, приводящих к появлению колебаний типа «биение».

Последний эффект связан с детектирующими свойствами гидравлических сопро-

тивлений в трубопроводах, имеющих квадратичную зависимость перепада давлений от расхода. Выделяемая таким детектором низкочастотная составляющая, равная разности частот вибраций и пульсаций, может значительно усиливаться самим регулятором на его резонансных частотах.

На рисунке 5 приведены фрагменты осциллограмм, качественно иллюстрирующие эффекты влияния вибраций.

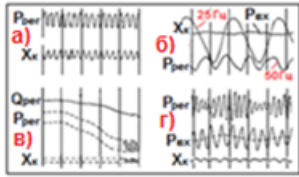


Рисунок 5. Эффекты влияния вибраций
1 – вынужденные колебания, 2 – колебания с кратной частотой, 3 – изменение режима, 4 – колебания типа «биение»

При задании колебаний корпуса регулятора (перемещение x_k) на его входе $P_{вх}$ и выходе $P_{рег}$ всегда возникали вынужденные колебания с той же частотой (рисунок 5а). При этом режим работы по расходу, как правило, не изменялся. Характер изменения расхода при вибрациях корпуса некоторых регуляторов показан на рисунке 5в.

В некоторых случаях частота вынужденных колебаний параметров не была равна частоте вибраций и, в частности, равнялась удвоенному значению задаваемой частоты вибрации (рисунок 5б). Этот эффект, по-видимому, обусловлен местной кавитацией в регуляторе, т.к. частота 50 Гц не прослеживается в записях давления $P_{вх}$.

С повышением частоты вибраций из-за роста виброускорений амплитуда колебаний параметров возрастает. Приведение амплитуд колебаний к перегрузке в 1 g показывает резонансное усиление на собственных частотах механических элементов.

Математическое моделирование работы регуляторов в условиях вибраций показало, что колебания параметров возникают из-за реагирования на виброускорения массы подвижных механических элементов и массы жидкости в трубопроводах. Расчетные исследования проведены по уравнениям,

учитывающим относительное и переносное движение механических элементов и жидкости.

Анализ результатов испытаний показал, что в системе «регулятор - трубопроводы» повышенные амплитуды колебаний параметров могут возникать из-за возможности реализации резонанса двух типов [6].

Первый тип резонанса (рисунок 6) обусловлен недостаточным демпфированием системы «регулятор - трубопроводы». Он может проявляться при малых длинах трубопроводов (расположенных в плоскости действия виброперегрузок), когда вибрации не оказывают непосредственного влияния на массу жидкости в трубопроводах и на течение жидкости.

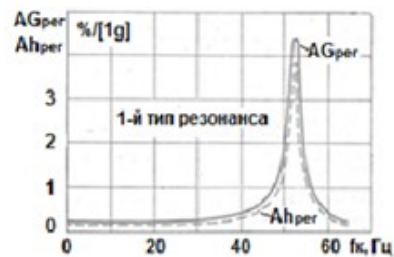


Рисунок 6. Характеристика виброустойчивости регулятора при резонансе 1-го типа

Возникновение колебаний регулируемого параметра регулятора в этом случае (расхода топлива $AG_{рег}$ на рисунке 6) обусловлено реагированием на виброперегрузки массы подвижных механических элементов регулятора (параметр $Ah_{рег}$ на рисунке 6) и тем, что при определенных сочетаниях параметров регулятора и трубопроводов эта система превращается в осциллятор с малой степенью демпфирования.

При этом механизме влияния вибраций значительное усиление колебаний регулируемых параметров наблюдается на собственных частотах системы «регулятор — трубопроводы» и для снижения величин коэффициента виброактивности необходимо демпфировать движение подвижных исполнительных элементов регулятора и уменьшать их массу.

Второй тип резонанса (псевдорезонанс) характерен для трубопроводов большой

длины при недостаточном быстродействии регулятора (рисунок 7).

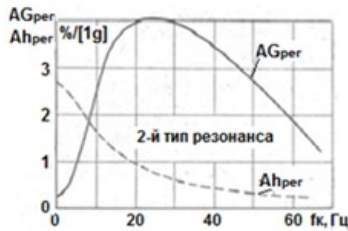


Рисунок 7. Характеристика виброустойчивости при резонансе 2-го типа.

Увеличение амплитуды колебаний параметров в этом случае обусловлено тем, что регулятор с ростом частоты возмущений прекращает оказывать стабилизирующее влияние на расход и амплитуда перемещений подвижного элемента уменьшается (A_{hper} стремится к 0), а гидромагистраль при неподвижном регулирующем органе на относительно низких частотах сама по себе сильно реагирует на виброперегрузки.

Падение амплитуды колебаний расхода $AG_{\text{рег}}$ на частотах больше 25 Гц (рисунок 7) обусловлено собственной инерционностью жидкости в трубопроводе.

На частотах более 100 Гц возможно значительное увеличение колебаний, связанных с резонансами на собственных частотах колебаний жидкости в трубопроводах.

В случае псевдорезонанса необходимо повышать до оптимального значения быстродействие регулятора.

Более сложным является вопрос о причинах изменения режима работы регуляторов при действии вибраций. Это влияние проявляется в виде перенастройки системы регулирования на новый режим работы, не соответствующий заданному режиму.

Перенастройку режима при вибрациях можно рассматривать как частичное изменение значения сигнала управления (уставки) из-за влияния вибраций на процессы преобразования электрического сигнала управления в гидравлический параметр.

Как указывалось выше, реакция подвижных элементов регуляторов на виброперегрузки вызывает появление вынужденных

колебаний параметров. Эти колебания незначительны по величине при реальных величинах виброперегрузок и кажется, что систему можно считать линейной.

Однако в линейной системе принципиально невозможно изменение режима работы, так как влияние вибраций будет проявляться только в виде возбуждения колебаний параметров на заданном режиме.

Изменение режима работы регулятора может происходить из-за наличия нелинейностей, приводящих к ограничению значений параметров. Характерным примером такой нелинейности является нелинейность типа «насыщение» при работе подвижных механических элементов вблизи упоров. Однако анализ характера записей параметров регуляторов показывает, что колебания носят почти гармонический характер. Это свидетельствует о малой вероятности ограничения перемещений подвижных элементов в области рабочих режимов.

Влияние нелинейностей регулятора расхода топлива на изменение режима его работы при пульсациях давления за шестерённым насосом теоретически и экспериментально показано в работе [7].

Анализ характеристик узлов регуляторов показывает, что причиной изменения режима их работы могут быть нелинейные зависимости, приводящих к изменению среднего уровня колебаний параметров. Это изменение площади проходного сечения дросселирующего органа от перемещения механического элемента, нелинейная зависимость изменения давления в управляющей полости регуляторов от положения управляющего элемента и др.

В регуляторах расхода газотурбинных двигателей изменение величины расхода производится, как правило, путём изменения давления в полости дозирующей иглы. Для этого имеется механический элемент в виде маятника, рычага и др., формирующий величину командного давления $P_{\text{ком}}$ путём изменения прокачки через полость [7].

Характеристика, отражающая зависимость величины командного давления $P_{\text{ком}}$ от положения механического элемента $x_{\text{м.э.}}$,

имеет нелинейный вид с незначительным наклоном в её начале и в конце (рисунок 8). Она напоминает характеристику «насыщение», но с гидравлическими упорами.

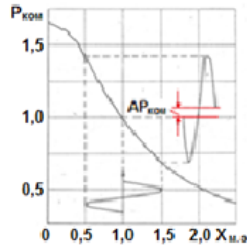


Рисунок 8. Изменение среднего уровня давления при вибрациях

Используемые для формирования $P_{ком}$ подвижные механические элементы, как правило, не имеют специальных средств демпфирования и при действии вибраций могут колебаться, например около положения $x_{м.э.} = 1$ на рисунке 8.

После прохождения колебания механического элемента через характеристику $P_{ком} = f(x_{м.э.})$ происходит изменение среднего уровня колебаний давления на величину $AP_{ком}$, что будет восприниматься регулятором как сигнал на дополнительную перенастройку режима. Значение командного давления может увеличиваться или уменьшаться на величину $AP_{ком}$ в зависимости от положения $x_{м.э.}$ на характеристике $P_{ком} = f(x_{м.э.})$.

Рассмотренный механизм влияния вибраций на режим работы регуляторов проявляется на собственных частотах колебаний механических элементов и подтверждён результатами экспериментов. Осциллограммы изменения расхода топлива через регулятор при задании вибраций приведены на рисунках 9 и 10. Переходные процессы на рисунке 9 без вибраций корпуса регулятора (чёрные линии) и с вибрациями с частотами 83, 94 и 120 Гц с виброперегрузками 3...5 единиц (красные линии) показывают, что при вибрациях корпуса с частотой 94 Гц наблюдается кратковременное **снижение** величины расхода топлива в течение примерно двух секунд.

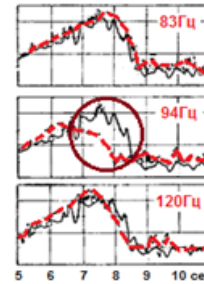


Рисунок 9. Изменение расхода через регулятор без вибраций и с вибрациями разной частоты

Испытания другого регулятора расхода показали **увеличение** расхода топлива при частотах вибраций 85...90 Гц (рисунок 10). Оба регулятора имеют полости формирования командного давления с характеристикой, приведенной на рисунке 8.

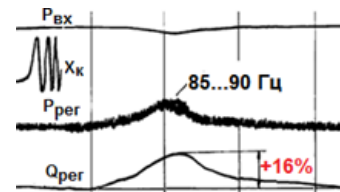


Рисунок 10. Увеличение режима работы при вибрациях

Результаты полунатурного моделирования двигателя с натурным регулятором расхода показали, что изменение режима работы при вибрациях на характерных частотах происходит в соответствии с дроссельной характеристикой двигателя, что подтверждает эффект преобразования вибраций в сигнал на дополнительную перенастройку режима.

На рисунке 11 приведена дроссельная характеристика двигателя в виде зависимости отношения давлений компрессора от частоты его вращения n_k без и с вибрациями на частоте 120 Гц при разном положении РУД. Видно, что с вибрацией все точки дроссельной характеристики располагаются ниже соответствующих точек без вибраций.

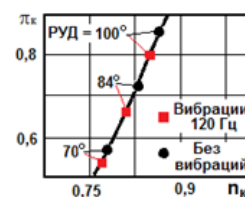


Рисунок 11. Дроссельная характеристика двигателя

без вибраций и с колебаниями 120 Гц.

Устранение эффекта влияния вибраций на режим работы регуляторов возможно путём демпфирования их подвижных механических элементов. Однако при этом может быть ухудшение показателей быстродействия и требуется компромиссное решение.

Влияние вибраций на работу регуляторов может происходить в узком диапазоне частот (на собственных частотах механических элементов или системы) и проведение функциональных виброиспытаний агрегатов нужно проводить как с плавным изменением частоты вибраций в заданном диапазоне, так и с дискретным заданием частот для выявления возможного эффекта изменения режима работы.

Результаты данной работы могут быть полезными при анализе результатов вибрационных испытаний гидромеханических агрегатов автоматики на соответствие квалификационным требованиям КТ-160G и при других исследованиях виброустойчивости агрегатов двигателей ЛА.

5 Заключение

1. Виброустойчивость гидромеханических агрегатов может оцениваться по частотной характеристике в виде зависимости амплитуды колебаний регулируемого параметра от частоты вибраций корпуса агрегата в диапазоне частот 0...500 Гц.

2. Показателями характеристики виброустойчивости является коэффициент виброчувствительности, определяемый как отклонение величины регулируемого параметра при действии линейного ускорения величиной в одну единицу, и коэффициент вибро-

активности, показывающий во сколько раз усиливается / ослабляется влияние вибраций на j -ой частоте по сравнению со значением на нулевой частоте.

3. Проведенные исследования показали, что в системах с гидромеханическими регуляторами при вибрациях их корпусов из-за реакции массы подвижных механических элементов на виброускорения возникают вынужденные колебания параметров, которые могут значительно усиливаться на собственных частотах колебаний элементов.

4. На отдельных частотах вибраций возможно изменение режима работы гидромеханического регулятора из-за влияния нелинейных характеристик его узлов.

Список использованных источников

- [1] Вибрации в технике. Справочник. - М.: Машиностроение, 1967. - Т. 1.
- [2] Гладких П. А. Вибрации в трубопроводах и методы их устранения / П. А. Гладких, С. А. Хачатурян. - М.: Машгиз, 1959. - 243 с.
- [3] Сидоренко М. К. Виброметрия газотурбинных двигателей / М. К. Сидоренко. - М.: Машиностроение, 1973. - 224 с.
- [4] Динамика гидропривода / Под ред. В.Н. Прокофьева. - М.: Машиностроение, 1972. - 288 с.
- [5] Гликман Б. Ф. Математические модели пневмогидравлических систем / Б. Ф. Гликман. - М.: Наука, 1986. - 368 с.
- [6] Гулиенко А. И. Влияние механических возмущений на характеристики гидромеханических регуляторов силовых установок / А. И. Гулиенко, В. М. Калнин // Кавитационные автоколебания и динамика систем питания. Ч. 2, К.: Издательство «Наукова Думка», 1976, С.128-134.
- [7] Шорин В. П. Методика расчёта характеристик нелинейных гидравлических цепей с учётом колебаний рабочей среды / В. П. Шорин, Е. В. Шахматов, А. Г. Гимадиев // Journal of Dynamics and Vibroacoustics. - 2014. - №1. - С. 61-67.

A.I. Gulienko

Central Institute of Aviation Motors
(CIAM),
2 Aviamotornaya St., Moscow,
Russian Federation
111116

goulienکو-ctrl@ciam.ru

INFLUENCE OF VIBRATIONS ON CHARACTERISTICS OF HYDROMECHANICAL REGULATORS

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

This paper studies the regulator which represents an equivalent of reduction valve of a similar scheme with the muffler installed in the outlet line. The output impedance increase may lead to loss of stability and control accuracy. The mathematical model of this system was implemented in the Simulink software in order to analyze the muffler impact on pressure relief valve static and dynamic characteristics. The program in Matlab software was also developed for determination of the noise generated by the system. The experimental research using the pneumatic bench was carried out for mathematical model verification.

The dependences between the main system operating parameters and the muffler

Key words: *Vibrations; vibration resistance; hydromechanical regulator; mechanism of influence of vibrations*

References

- [1] "Vibrations in the technician: A directory" (1967), Mashinostroeniye, Moscow, Russia, vol.1.
- [2] Gladkih, P.A and Hachaturjan, S.A. (1959), *Vibration in pipelines and methods of their elimination*, Mashgiz, Moscow, Russia, 243 p.
- [3] Sidorenko, M. K. (1973), *Vibrometry of gas turbine engines*, Manostroeniye, Moscow, Russia, 224 p.
- [4] Prokofiev, V.N. (1972), "Dynamics of a hydrodrive", Mashinostroeniye, Moscow, Russia, 288 p.
- [5] Glikman, B.F. (1986), "Mathematical models of pneumatic-hydraulic systems", Science, Moscow, Russia, 368 p.
- [6] Gulienko, A.I. and Kalnin, V.M. (1976), Influence of mechanical indignations on characteristics of hydromechanical regulators of power-plants, *Cavitation of self-oscillation and dynamics of power supply systems*, Naukova Dumka, vol. 2, pp.128-134.
- [7] Shorin V.P., Shakhmatov E.V. and Gimadiev A.G. (2014), Characteristics calculation procedure for the nonlinear hydraulic chains with pulsating working media, *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, no. 1, pp. 61-67.

DOI: 10.18287/2409-4579-2018-4-1-16-20

УДК 534.83

П.А. Попов,
А.А. Иголкин

Самарский национальный исследо-
вательский университет имени
академика С.П. Королева,
Московское шоссе, 34,
г. Самара, Российская Федерация,
443086
banduir@rambler.com

МЕРОПРИЯТИЯ ПО СНИЖЕНИЮ АКУСТИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ ВНУТРИ СБОРОЧНО-ЗАЩИТНОГО БЛОКА

На основе экспериментальных работ, проведенных в лабораториях ЦАГИ, получены необходимые параметры коэффициентов механических потерь, коэффициентов поглощения, коэффициентов распространения и звукоизоляции для углестеклоалюмопластовых образцов с нанесением на их поверхности различных звукопоглощающих материалов, которые в дальнейшем позволили снизить нагрузку на адаптируемые космические аппараты до суммарного среднеквадратического уровня акустического давления не превышающего 140,6 дБ. В работе даётся расчётная схема исследования снижения акустических нагрузок. Результаты расчётно-экспериментальных исследований были подтверждены лётно-конструкторскими испытаниями ракеты-носителя «Союз-2».

Ключевые слова: Сборочно-защитный блок; космический аппарат; коэффициент механических потерь; коэффициент поглощения; коэффициент распространения; звукоизоляция

1 Введение

При проектировании сборочно-защитного блока (СЗБ) в силу того факта, что многие современные космические аппараты (КА) разрабатываются на акустические нагрузки по суммарному среднеквадратическому уровню акустического давления не превышающему 140 дБ, возникла необходимость решения задачи снижения акустического шума до данного значения. Анализ открытых источников показывает, что экспериментальные исследования средств снижения шума проводятся как на опытных панелях в акустических камерах [1,2], так и при натурных испытаниях [3,4]. В частности в исследованиях рассматривались вопросы снижения шума в летательных аппаратах, у которых поперечное сечение фюзеляжа близко к прямоугольному [5,6]. Наличие плоских стен бортовой конструкции позволяло исследователям проводить экспериментальную оценку и отработку различных звукоизолирующих конструкций на плоских натурных панелях в акустических камерах. Отсутствие кривизны поверхности позволило также без серьезных технологических проработок осуществить

оценку эффективности плоских звукопоглощающих материалов (ЗПМ) на обшивке фюзеляжа [3,7]. При экспериментальных исследованиях на цилиндрических конструкциях следует учитывать кривизну отсека, возникает проблема изоляции сегментов, отстоящих от экспериментального проёма акустической камеры. В представленной работе данная проблема находит своё решение с помощью применения стеклотекстолитовых вкладышей и металлических накладок с применением матов АТМ-1 с трёхкратным поджатию, которые позволили достаточно эффективно изолировать вышеуказанные сегменты цилиндрической панели СЗБ, при этом неопределенность измерений в результатах экспериментов, вызванная данным фактором, не превысила 1 дБ [8].

2 Экспериментальные исследования

Использование лабораторных испытаний для проверки обечайки летательного аппарата вместе с ЗПМ при накоплении статистики измерений имеет ряд преимуществ по сравнению с натурными испытаниями. Во-первых, конструкция по всей поверхности

реального объекта не всегда однородна по составу, во-вторых, не всегда возможно осуществить равномерное и однородное по пространству нагружение, в-третьих, очень трудно осуществить повторяемость условий измерений в лётных испытаниях.

Для проведения анализа увеличения звукоизоляции цилиндрической оболочки сборочно-защитного блока были проведены экспериментальные исследования в лабораторных условиях, в рамках которых были определены спектры перепада акустического давления (звукоизоляции) для панелей оболочки СЗБ с нанесением слоёв ППУ-35 толщиной 20 мм, АТМ-1 толщиной 70 мм и без дополнительных материалов. Необлицованная звукоизоляционным материалом экспериментальная панель была выполнена из трёхслойного композиционного материала толщиной 25 мм.

Габаритные размеры экспериментальных образцов были равны 1,92 м в горизонтальном направлении и 1,26 м в поперечном направлении, а с учётом размеров стеклотекстолитовых вкладышей и металлических накладок по верхней и нижней образующей и боковых заглушек сегментов они увеличиваются соответственно до 2,19 м и 1,5 м. Для установки панелей на проёме использовалась специально сконструированная рама (платформа), которая сама закреплялась на проёме. Поскольку в горизонтальном направлении размер панели был больше, чем габаритный размер испытательного проёма (1,5 м), то в зоне поверхности панели, выступающей за проём, боковые поверхности, образующие сегментные бока цилиндрической панели, закрылись дополнительными звукоизолирующими средствами в виде матов АТМ-1 с трёхкратным поджатием. Собственная звукоизоляция сегментных заглушек была как минимум на 10 дБ больше по сравнению со звукоизоляцией испытательных образцов. Как показали экспериментальные исследования на композитных трёхслойных панелях с нанесением на их поверхности матов типа ППУ-35 и АТМ-1, при меньшей массовой отдаче материал ППУ-35 является более эффективным с точки зрения

вибродемпфирования и снижения структурного шума, нежели материал АТМ-1. На рисунке 1 представлены величины коэффициентов механических потерь (КМП) η для трёхслойных панелей без дополнительных материалов, а также с материалами ППУ-35 толщиной 20 мм и АТМ-1 толщиной 70 мм [8].

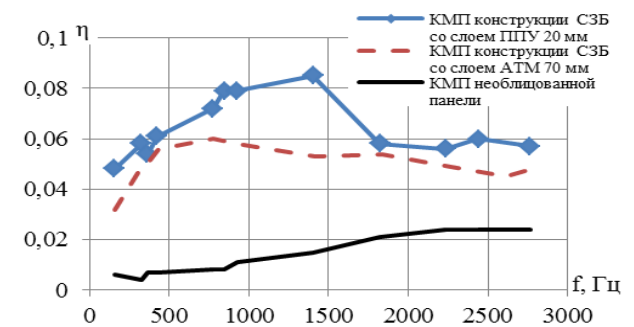


Рисунок 1. Величины КМП для трёхслойных панелей СЗБ без дополнительных материалов, а также с материалами ППУ-35 толщиной 20 мм и АТМ-1 толщиной 70 мм

Было принято решение об использовании именно материала ППУ-35. Для проведения анализа увеличения звукоизоляции цилиндрической оболочки СЗБ ППУ-35 были проведены экспериментальные исследования в лабораторных условиях, в рамках которых были определены спектры перепада акустического давления (звукоизоляции) для панелей оболочки СЗБ с нанесением слоёв ППУ-35 толщиной 20 мм и без ППУ-35 [8]. В результате эксперимента выяснилось, что при нанесении материала ППУ-35 толщиной 20 мм собственная звукоизоляция улучшается лишь на частотах выше 2000 Гц (до 4 дБ), при этом дальнейшее утолщение материала привело бы к недопустимому утяжелению изделия (более чем на 100 кг). Однако, как показали дальнейшие исследования, связанные с получением коэффициента поглощения материала ППУ-35 (рисунок 2), данный коэффициент для конструкции СЗБ может значительно возрасти при использовании материала ППУ-35 толщиной 20 мм [8].

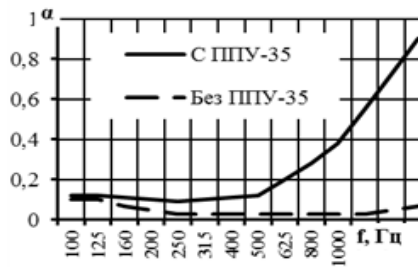


Рисунок 2. Коэффициент поглощения панели СЗБ с ППУ-35 и без ППУ-35

Из этого следует, что основное снижение акустического шума возможно не при прохождении волн через ППУ-35, а при отражении акустических волн внутри СЗБ

3 Теоретические исследования

Для оценки снижения акустического шума была использована математическая модель, основанная на энергетическом суммировании интенсивностей звука переотражённого внутри СЗБ для случая 50% заполнения цилиндрического КА, с коэффициентом поглощения 0,1 во всём эксплуатационном диапазоне частот и при нанесении 20 мм ППУ-35 на конструкцию СЗБ и без него. Вычисление отношения интенсивностей звука для СЗБ с ППУ-35 (I_2^Σ) и без ППУ-35 (I_1^Σ) проводилось по формулам [9]:

$$\Delta L = 10 \lg \left(\frac{I_2^\Sigma}{I_1^\Sigma} \right),$$

$$I_1^\Sigma = \frac{N(2 - \alpha_1)}{(2\pi)^2 RH} \left[(10^{-(R_2 - R_1)/10}) \int_0^H \int_{\phi_1} \frac{1}{\Phi(\phi, z)} d\phi dz \times \right. \\ \left. \times \left(\sum_{i=1}^{\infty} \frac{(1 - \alpha_1)^{i-1} (1 - \alpha_{12})^{i-1}}{(2i - 1)} \right) \right],$$

$$I_2^\Sigma = \frac{N(2 - \alpha_1)}{(2\pi)^2 RH} \left[\int_0^H \int_{\phi_1} \frac{1}{\Phi(\phi, z)} d\phi dz \times \right. \\ \left. \times \left(\sum_{i=1}^{\infty} \frac{(1 - \alpha_1)^{i-1} (1 - \alpha_{22})^{i-1}}{(2i - 1)} \right) \right],$$

где $\Phi(\phi, z) = R^2 + r^2 - 2Rr \cos(\phi) + z^2$ - функция формы (для цилиндрического КА), R - радиус оболочки СЗБ, r , H - радиус и высота цилиндрического объекта, z , ϕ - продольная координата и полярный угол, по которым производится интегрирование, N - акустиче-

ская мощность, излучаемая оболочкой СЗБ, α_1 , α_{12} , α_{22} - коэффициенты поглощения объекта, оболочки СЗБ без ППУ-35 и оболочки СЗБ с ППУ-35 соответственно, $\phi_1 = -\arccos(r/R) \dots + \arccos(r/R)$ - предельный угол интегрирования, $R_2 - R_1$ - разность между локальными звукоизоляциями с ППУ-35 и без ППУ-35, полученная в рамках экспериментов (п.2). Результаты расчёта отношения интенсивности звука для СЗБ с ППУ-35 и без ППУ-35 представлены на рисунке 3.

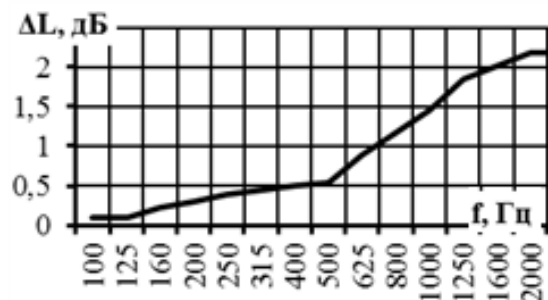


Рисунок 3. Результат расчёта отношения интенсивностей звука для СЗБ с ППУ-35 и без ППУ-35

4 Мероприятия по снижению нагруженности адаптируемых КА

Основываясь на экспериментальных и теоретических исследованиях, для снижения акустической нагруженности космических аппаратов под СЗБ необходимо:

Произвести монтаж матов звукоизоляционного материала ППУ-35 толщиной 20 мм в цилиндрической части СЗБ.

Для дополнительного дифракционного рассеивания произвести разнотолщинную установку ППУ-35 (20 мм и 50 мм) с линейными размерами получившихся ячеек равными длине полуволны с частотой 330 Гц.

Огибающие уровни акустического нагружения различных КА по данным натурных испытаний СЗБ при стартовой и полётной эксплуатации показали выполнение нормативных уровней, представленных на рисунке 4.

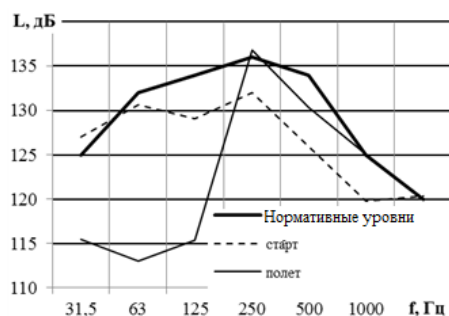


Рисунок 4. Огибающие уровни акустического нагружения различных КА под СЗБ при стартовой и полётной эксплуатации в сравнении с нормативными уровнями

5 Заключение

Проведенные исследования при лётно-конструкторских испытаниях РН «Союз-2» с исследуемым СЗБ подтвердили, что предложенные мероприятия по снижению акустической нагруженности космических аппаратов были выполнены, режимы не превосходили суммарного среднеквадратического уровня акустического давления, составляющего 140,6 дБ.

6 Благодарности

Результаты работы были получены с использованием средств гранта Президента Российской Федерации для государственной поддержки молодых российских ученых (номер гранта МД-3082.2017.8).

Список использованных источников

- [1] Grosveld F. W. Noise transmission through an acoustically treated and honeycomb-stiffened aircraft sidewall / F. W. Grosveld // J. Aircraft. – 1985. - Vol. 22, No. 5. - P. 434-440.
- [2] Grosveld F.W. Field-incidence noise transmission loss of general aviation aircraft double-wall configuration, AIAA J. - 1980. - Vol. 18, No. 4. - P. 484-500.
- [3] Beyer T. B. Effects of acoustic treatment on the interior noise of a twin-engine propeller airplane / T. B. Beyer // J. Aircraft. - 1985. - Vol. 22, No. 9. - P. 784-788.
- [4] Holmer S. I. Approach to interior noise control / S. I. Holmer // J. Aircraft. – 1985. - Vol. 22, No. 7. - P. 619-623.
- [5] Barton C. K. Noise transmission and control data for a light twin-engine aircraft / C. K. Barton // J. Aircraft. - 1981. - Vol. 18, No. 7. - P. 570-575.
- [6] Mixon J. S. Investigation of interior noise in a twin-engine light aircraft / J. S. Mixon // J. Aircraft. - 1978. - Vol. 15, No. 4. - P. 791-797.
- [7] Grosveld F. W. Noise transmission through side-wall treatments applicable to twin-engine turboprop aircraft / F. W. Grosveld // AIAA J. – 1980. - Vol. 18, No. 4. - P. 434-440.
- [8] Кузнецов В. М. Экспериментальное определение в акустической камере звукоизоляционных характеристик панелей ГО // НТО, ЦАГИ, 2004. - 28 с.
- [9] Попов П. А. Применение энергетического подхода при решении задач снижения шума внутри сборочно-защитного блока для космических аппаратов различной конфигурации / П. А. Попов, А. А. Иголкин, А. Н. Крючков // II Всероссийская акустическая конференция, совмещенная с XXX сессией Российского акустического общества. - 2017. - С. 1364-1369.

CONSTRUCTIVE ACTIONS FOR DECREASE IN ACOUSTIC LOADING IN THE ASSEMBLY AND PROTECTIVE BLOCK 81KS

Pavel A. Popov,
Alexander A. Igolkin

Samara University
34, Moskovskoe shosse, Samara,
443086, Russian Federation
banduir@ssau.ru

On the basis of the experimental works which are carried out in TsAGI laboratories necessary parameters of coefficients of mechanical losses, absorption coefficients, coefficients of distribution and sound insulation for composite samples with drawing on their surfaces of different sound-absorbing materials which have allowed to reduce loading on adaptable spacecraft to the total mean square level of the acoustic pressure which is not exceeding 140,6 dB are received. In work the rated scheme of research of decrease in acoustic loadings is given and comparison of theoretical and experimental data is given. Results of rated pilot studies have been confirmed with design tests of launch vehicle "Soyuz-2".

Key words: Assembly and protective block; spacecraft; coefficient of mechanical losses; absorption coefficient; distribution coefficient; sound insulation

References

- [1] Grosveld, F.W. (1985), "Noise transmission through an acoustically treated and honeycomb-stiffened aircraft sidewall", *J. Aircraft*, vol. 22, no. 5, pp. 434-440.
- [2] Grosveld F.W. (1980), "Field-incidence noise transmission loss of general aviation aircraft double-wall configuration", *AIAA J*, vol. 18, no. 4, pp. 484-500.
- [3] Beyer, T.B. (1985), "Effects of acoustic treatment on the interior noise of a twin-engine propeller airplane", *J. Aircraft*, vol. 22, no. 9, pp. 784-788.
- [4] Holmer, S.I. (1985), "Approach to interior noise control", *J. Aircraft*, vol. 22, no. 7, pp. 619-623.
- [5] Barton, C.K. (1981), "Noise transmission and control data for a light twin-engine aircraft", *J. Aircraft*, vol. 18, no. 7, pp. 570-575.
- [6] Mixon, J.S. (1978), "Investigation of interior noise in a twin-engine light aircraft", *J. Aircraft*, vol. 15, no. 4, pp. 791-797.
- [7] Grosveld, F.W. (1980), "Noise transmission through sidewall treatments applicable to twin-engine turboprop aircraft", *AIAA J*, vol. 18, no. 4, pp. 434-440.
- [8] Kuznetsov, V.M. (2004), "Eksperimentalnoe opredelenie v akusticheskoy kamere zvukoizolyatsionnih kharakteristik panelej GO" [Experimental definition in the acoustic camera of sound-proof characteristics of panels of the nose cone], *TsAGI*, 28 p.
- [9] Popov, P.A., Igolkin, A.A. and Kruchkov, A.N. (2017), "Primenenie energeticheskogo podhoda pri reshenii zadach snigenia shuma vnutri sborochno-zashitnogo bloka dlja kosmicheskikh apparatov razlichnoj konfiguratsii" [Application of power approach at the solution of problems of noise reduction in the assembly and protective block for spacecrafts of different configuration], *II Vserossiyskaya akusticheskaya konferentsiya, sovmeshchennaya s XXX sessiey Rossiyskogo akusticheskogo soobshchestva* [II All-Russian acoustic conference combined with the XXX session of the Russian acoustic society], Nizhniy Novgorod, Russia, 6-9 June 2017, pp. 1364-1369.

DOI: 10.18287/2409-4579-2018-4-1-21-26

УДК 534.83

**П.А. Попов,
А.В. Кузнецов,
А.А. Иголкин,
В.М. Муртазин**

Самарский национальный исследо-
вательский университет имени
академика С.П. Королёва (национальный
исследовательский университет)
Московское шоссе, 34, г. Самара,
Российская Федерация, 443086
al.vl.kuznetsov@mail.ru

МОДЕЛЬНЫЙ И КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫЙ ПОДХОДЫ В ИССЛЕДОВАНИИ ЗВУКОИЗОЛЯЦИИ ОТСЕКОВ КОСМИЧЕСКОГО МОДУЛЯ

При проектировании ракетно-космической техники решается проблема прогнозирования акустического воздействия на элементы конструкции ракеты-носителя (РН) и полезной нагрузки. Источниками такого воздействия являются, работающие на старте двигатели и набегающий поток воздуха, действующий на РН при старте и на активном участке полёта в земной атмосфере. Однако, решение указанной проблемы, осложняется невозможностью проведения испытаний в стендовых условиях. Проверка адекватности выбора метода проектирования проводится лишь при запуске РН. Поэтому важной задачей является разработка методики расчёта минимальной звукоизоляции на основе физических параметров материала и геометрических параметров конструкции. Расчёт указанных параметров проводился по моделям конструкций, в связи с чем предлагаемый подход был назван модельным. Проведено моделирование методом конечных элементов при упрощении исходной конструкции до аналогичной по жёсткости. Было выполнено сравнение полученных результатов с экспериментальными данными.

Ключевые слова: ракета-носитель; акустическое воздействие; звукоизоляция, метод конечных элементов.

1 Введение

Важной задачей при проектировании ракетно-космической техники является задача прогнозирования акустического воздействия на элементы конструкции ракеты-носителя и полезной нагрузки. В работе [1] показан алгоритм замены акустического нагружения на эквивалентное вибрационное нагружение, проведена верификация конечно-элементной модели панели с аппаратурой для. Использовались статистические данные результатов пусков РН и не ставилась задача о прогнозировании звукоизоляции конструкции РН. В работе [2] описано построение математической модели для прогнозирования акустического нагружения конструкции космических аппаратов и РН. Объяснены причины снижения звукоизоляции, но отсутствует анализ влияния конструктивных параметров на величину звукоизоляции. В работе [3] рассматривается применение метода обратной матрицы для вычисления звукоизоляции, а в

работе [4] применение совместного статистического энергетического метода и метода конечных элементов для моделирования испытаний. Рассматривая работы [1-4], можно заключить следующее: для оценки звукоизоляции необходимо проанализировать экспериментальные данные, геометрические и физические характеристики конструкции; для оценки звукоизоляции возможно применение метода конечных элементов. В данной работе рассмотрено применение модельного и конечно-элементного подходов оценки звукоизоляции.

Цель работы: оценить значение звукоизоляции для сборочно-защитного блока (СЗБ) космического модуля (КМ) проанализировать значение звукоизоляции различных вариантов применяемых звукоизоляционных материалов. Для наиболее точной оценки звукоизоляции решено использовать два подхода к определению звукоизоляции конструкции СЗБ КМ.

2 Модельный подход

При модельном подходе оценки звукоизоляции СЗБ (КМ) использовался следующий алгоритм, разработанный на основе имеющихся экспериментальных данных.

1. Использовались экспериментальные данные по результатам измерений акустического давления (1/3-октавные уровни) на внешней и на внутренней поверхностях ракетного отсека (использовался межбаковый отсек (МБО) блока III ступени, так как данная конструктивная зона представляет собой подкреплённую силовым набором цилиндрическую обечайку (как и отсеки КМ) с достаточно большой статистикой результатов измерений). Звукоизоляция МБО блока III ступени определялась как разность между полученными внешними и внутренними уровнями акустического давления на соответствующих частотах 1/3-октавного спектра.

2. Звукоизоляционные характеристики отсеков КМ находились по их физическим и геометрическим параметрам, определяющим основной оболочечный резонанс конструкции. В ряде источников [5], [6] отмечается, что минимальные уровни звукоизоляции цилиндрической конструкции попадают в полосу частот соответствующую частоте равной:

$$f_K = \frac{1}{2\pi r} \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\mu^2)}}, \quad (1)$$

где, r – радиус цилиндрической оболочки,
 E – модуль упругости;
 ρ – плотность;
 μ – коэффициент Пуассона.

Исходя из формулы (1), для цилиндрических оболочек КМ и МБО блока III ступени, выполненных из алюминиевых сплавов, минимальная звукоизоляция реализуется на частотах, попадающих в 1/3-октавные уровни с центральными частотами 400 Гц и 625 Гц соответственно. Предполагалось, что в полосе частот с центральной частотой 400

Гц для цилиндрической части КМ реализуются аналогичные уровни звукоизоляции, что и для МБО на частоте 625 Гц (рисунок 1).



Рисунок 1. Звукоизоляция и резонанс КМ

3. Снижение толщины несущего слоя приведет к снижению звукоизоляции в высокочастотной области (закон «масс») на 0,6 дБ (рисунок 2).

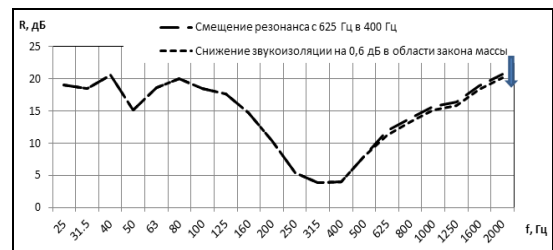


Рисунок 2. Снижение звукоизоляции на 0,6 дБ

4. Геометрия отсека влияет на пространственные резонансы, в частности первый радиальный резонанс приближённо может быть вычислен по формуле:

$$f = \frac{c}{2d}, \quad (2)$$

где, c – скорость звука в пространстве (в воздухе, под головным обтекателем);

d – диаметр цилиндрической конструкции.

Вычисление по формуле (2) показывает, что, например, при старте РН пространственный резонанс для цилиндрического отсека КМ будет попадать в полосу частот 1/3-октавного спектра с центральной частотой 40 Гц, поэтому в данной полосе будет проявляться минимум в спектре изоляции, который по уровню равен соответствующему

минимуму для МБО блока III ступени РН (рисунок 3).

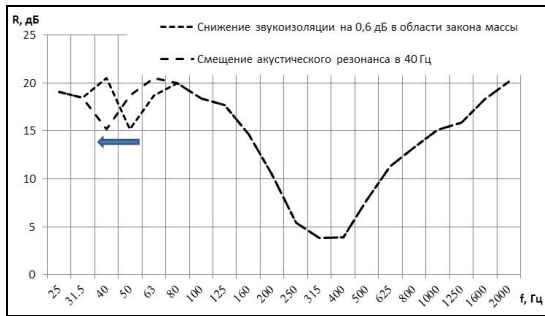


Рисунок 3. Смещение акустического резонанса

5. Для учёта силового набора при оценке звукоизоляции были использованы соотношения, полученные в [7], на основании которых граничная частота, f_k , до которой возможно влияние силового набора, вычисляется по формуле:

$$f_{\Gamma} = \frac{c_0^2}{2f_{кр}L^2}, \quad (3)$$

где $f_{кр}$ – критическая частота пластины, толщина которой равна толщине обшивки:

$$f_{кр} = \frac{c_0^2}{2\pi} \left(\frac{\rho h}{D} \right)^{1/2},$$

D – изгибная (цилиндрическая) жёсткость:

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)},$$

где, E – модуль упругости,
 ρ – плотность, коэффициент Пуассона,
 h – толщина оболочки,
 c_0 – скорость звука в воздухе,
 L – расстояние между рёбрами жёсткости.

Исходя из формулы (3) влияние силового набора на звукоизоляцию для МБО происходит в полосе частот до 140 Гц, для КМ, в силу более частого расположения стрингеров (через 2,5 градуса по окружности), это влияние распространяется до 250 Гц. В силу этого, особое влияние силового набора для КМ будет заметно в полосе частот от 140 Гц до

250 Гц. Поэтому для оценки нерезонансной компоненты звукоизоляции R в данном диапазоне частот принимался закон упругости [7]:

$$R = 10 \lg \left(1 + \left(\frac{\pi f_{\kappa} m}{f \rho_0 c_0} \right)^2 \right), \quad (4)$$

где f – частота;

f_{κ} – частота кольца (2);

m – поверхностная масса обечайки с учётом распределённой массы стрингеров для опорного отсека (Оп), и без стрингеров для МБО;

$\rho_0 c_0$ – акустическое сопротивление воздуха.

Расчёт по формулам (3), (4) показывает, что звукоизоляция цилиндрической конструкции КМ достигнет величин, представленных на рисунке 4.



Рисунок 4. Увеличение звукоизоляции в полосе частот 140-250 Гц за счёт учёта жёсткости стрингеров

Аналогичным образом была проведена оценка звукоизоляции для полётного случая (рисунок 5).

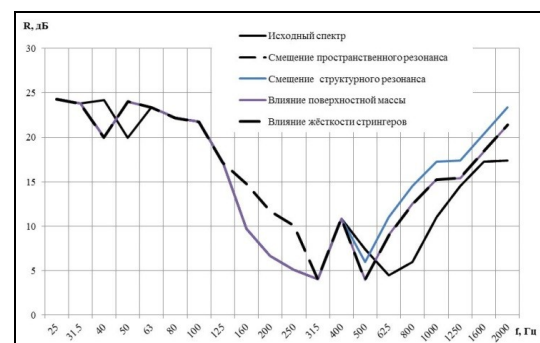


Рисунок 5. Искажение полётного спектра звукоизоляции

Сравнительные значения звукоизоляции при старте и при полёте представлены на рисунке 6.

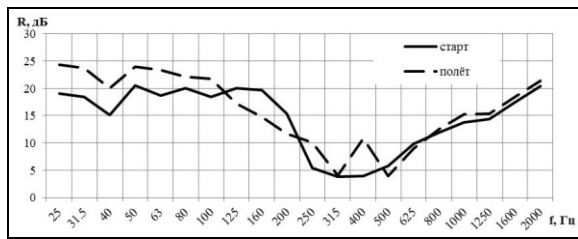


Рисунок 6. Сравнительные значения звукоизоляции при старте и при полёте

3 Расчёт методом конечно-элементного моделирования

Расчёт звукоизоляционных характеристик методом конечно-элементного моделирования проводился в программном комплексе ANSYS Mechanical с учётом следующих допущений:

- обшивка и силовой набор, полезная нагрузка, заменены на эквивалентные по жёсткости конструкции;
- использовались только 3D-элементы;
- решалась связанная виброакустическая задача, в которой акустической составляющей являлось воздушное пространство между ГО и ПН;
- на соответствующие поверхности накладывались свойства звукопоглощения в виде зависимости коэффициента звукопоглощения от частоты [8-10].

Общий вид моделей представлен на рисунке 7.

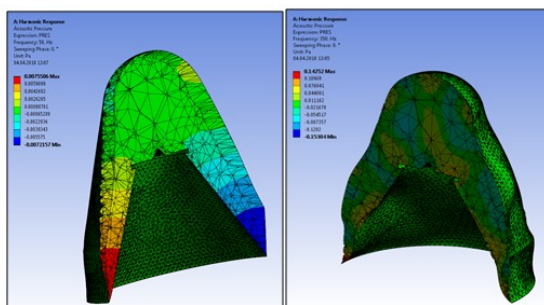


Рисунок 7. Вид в разрезе моделей для конической части ГО для частот 50 и 350 Гц

4 Результаты

На рисунке 8 приведены результаты расчёта по минимальной звукоизоляции для всех этапов полёта, получившиеся для модельного метода и метода конечных элементов.

Для каждого расчётного случая были составлены графики уровня акустического давления с учётом минимальной звукоизоляции (рисунки 9, 10).

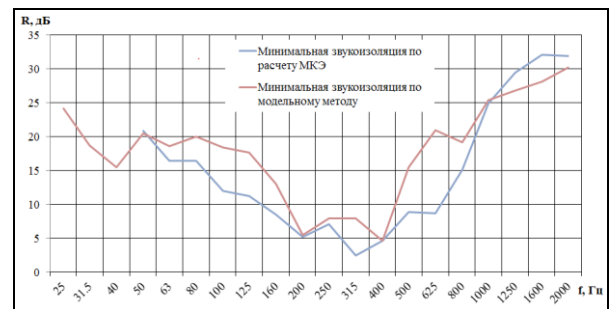


Рисунок 8. Результаты расчётов по обоим методам

Анализ графиков уровней акустического давления и требований разработчика КМ показал, что в частотных полосах 1/3-октавного спектра с центральными частотами 100 Гц - 400 Гц имеются превышения уровня акустического давления без использования звукопоглощающих материалов и уменьшение уровня акустического давления для различных материалов в звукопоглощающей конструкции (рисунки 9, 10).

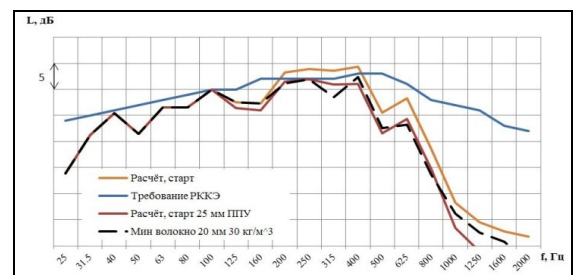


Рисунок 9. Полученные уровни акустического давления под ГО на участках старта

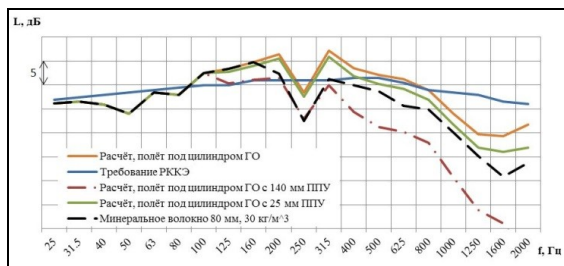


Рисунок 10. Полученные уровни акустического давления под ГО на участках полёта

5 Заключение

Проведено исследование звукоизоляции КМ на этапе старта и полёта по модельному и конечно-элементному методу. Проанализированы значения звукоизоляции в зависимости от используемых звукопоглощающих материалов. Для обеспечения наилучшего звукопоглощения необходимо использовать либо материал ППУ толщиной 140 мм, или минеральное волокно толщиной 80 мм.

6 Благодарности

Результаты работы получены с использованием средств гранта Президента Российской Федерации для государственной поддержки молодых российских учёных (номер гранта МД-3082.2017.8).

Список использованных источников

- [1] Носатенко П.Я. Экспериментальное определение акустических нагрузок при пусках РН «Стрела» и расчётное определение режимов экспериментальной отработки выводимых космических аппаратов / П. Я. Носатенко, А. В. Бобров, М. Л. Баранов, А. Н. Шляпников // Вестник СГАУ. - 2010. - №2. - С. 112-123.
- [2] Попов П.А. Математическая модель исследования нормальных акустических мод отсеков ракеты-носителя / П. А. Попов, А. С. Белов, А. Н. Крючков // Вестник СГАУ. - 2012. - №4. - С. 176-183.
- [3] Попов П. А. Расчёт звукоизоляции многослойной конструкции на основе метода «обратной матрицы» / П. А. Попов, А. А. Синдюков, А. С. Осипов // Вестник СГАУ. - 2014. - №3. - С. 53-60.
- [4] Roibás E. A mode count procedure for mid-frequency analysis of complex vibro-acoustic systems / E. Roibás, M. Chimenó, J. López-Díez, F. Simón // Aerospace Science and Technology. - 2013. - № 29. - С. 165-174.
- [5] Шендеров Е. Л. Волновые задачи гидроакустики / Е. Л. Шендеров. - Л.: Судостроение, 1972. - 352 с.
- [6] Мушин А. Г. Авиационная акустика. В 2-ч.: Шум в салонах пассажирских самолётов / А. Г. Мушин. - М.: Машиностроение, 1986. - Ч. 2. - 264 с.
- [7] Экспериментальное определение звукоизоляции межбачкового отсека блока III ступени РН "Союз" // НТО, инв.№5535, ЦАГИ, 1999. - 38 с.
- [8] Боголепов И. И. Промышленная звукоизоляция / И. И. Боголепов - Л.: Судостроение, 1986. - 367 с.
- [9] Зверев А. Я. Определение сравнительной эффективности звукопоглощающих материалов в лабораторных условиях и на самолёте / А. Я. Зверев. - М.: Издательский отдел ЦАГИ, 2017. - С. 209-210.
- [10] Определение виброакустических характеристик фрагментов конструкции головного обтекателя РН "Союз" // НТО, №5527, ЦАГИ, 1999. - 34 с.

**Aleksandr V. Kuznetsov,
Pavel A. Popov,
Aleksandr A. Igolkin,
Vilsur N. Murtazin**

Samara University
34, Moskovskoe shosse, Samara,
443086, Russian Federation
al.vl.kuznetsov@mail.ru

MODEL AND FINITE ELEMENT METHODS FOR STUDING INSULATING LINING OF SPACE MODULE COMPARTMENTS

At design of the space-rocket equipment the prediction problem of acoustic action on elements of the launch vehicle design and payload. The sources of such impact are the engines operating at the start and the incoming air flow acting on the launch vehicle at the start and on the active part of the flight in the earth's atmosphere. However, the solution of the problem, complications of the impossibility of testing in bench conditions. Check the adequacy of the selection process only when the launch vehicle. Therefore, it is important to develop a methodology for calculating the minimum sound insulation based on the physical parameters of the material and the geometric parameters of the structures. The calculation of these parameters was carried out on models of structures, in connection with which the proposed approach was called model. The simulation is carried out by the finite element method while simplifying the initial structure to a similar rigidity. The results were compared with experimental data.

Key words: nose block launch vehicle; insulating lining; acoustic action; finite-element method

References

- [1] Nosatenko, P.Ya., Bobrov, A.V., Baranov, M.L., Shlyapnikov, A.N. (2010), "Eksperimental'noe opredelenie akusticheskikh nagruzok pri puskah RN "Strela" i raschyotnoe opredelenie rezhimov ehksperimental'noj otrabotki vyvodimyyh kosmicheskikh apparatov" [Experimental determination of acoustic loads daunches of strela LV and calculation of test modes for a spacecraft to be delivered by it to space], *Vestnik SGAU*, no. 2, pp. 112-123.
- [2] Popov, P.A., Belov A.S., Kryuchkov, A.N. (2012), "Matematicheskaya model' issledovaniya normal'nyh akusticheskikh mod otsekov rakety-nositelya" [Mathematical model of investigating normal acoustic modes of launch vehicle modules], *Vestnik SGAU*, no. 4, pp. 176-183.
- [3] Popov, P.A., Sinduykov, A.A., Osipov, A.S. (2014), "Raschyot zvukoizolyatsii mnogoslonoj konstrukcii na osnove metoda "obratnoj matricy" [Calculating sound insulation of a sandwich structure on the basis of the "inverse matrix" method], *Vestnik SGAU*, no. 3, pp. 53-60.
- [4] Roibás, E., Chimenó, M., López-Díez, J., Simón, F. (2013), "A mode count procedure for mid-frequency analysis of complex vibro-acoustic systems", *Aerospace Science and Technology*, no. 29, pp. 165-174.
- [5] Shenderov, E.L. (1972), *Volnovye zadachi gidroakustiki* [Wave problems of hydroacoustics], Sudostroyeniye, Leningrad, Russia, 352 p.
- [6] Munin, A.G. (1986), "Aviatsionnaya akustika. Shum v salonakh passazhirskikh samoletov" [Aircraft Acoustics. Noise in passenger airliners], *Mashinostroyeniye*, Moscow, Russia, vol. 2, 264 p.
- [7] "Eksperimental'noye opredeleniye zvukoizolyatsii mezhbakovogo otseka bloka III stupeni RN "Soyuz" [Experimental determination of insulating lining of the inter-tank compartment of the III stage of the Soyuz LV], NTO, Scientific and Technical Report, Inventory no. 5535, TsAGI, 1999, 38 p.
- [8] Bogolepov, I.I. (1986), "Promishlennaya zvukoizolyatsiya" [Industrial sound insulation], Sudostroyeniye, Leningrad, Russia, 367 p.
- [9] Zverev, A.Ya. (2017), "Opredeleniye sravnitel'noy effektivnosti zvukopogloshchayushchikh materialov v laboratornykh usloviyakh i na samolote" [Determination of the comparative effectiveness of sound-absorbing materials in laboratory conditions and on an airplane], TsAGI, Moscow, Russia, pp. 209-210.
- [10] "Opredeleniye vibroakusticheskikh kharakteristik fragmentov konstruktsii golovnoy obtekatel'noy RN "Soyuz" [Determination of vibroacoustic characteristics of fragments of nose block launch vehicle design of the Soyuz LV], NTO, Scientific and Technical Report, Inventory no. 5527, TsAGI, 1999, 34 p.

DOI: 10.18287/2409-4579-2018-4-1-27-35

Я.С. Почкин,
Ю.Д. Халецкий,
В.И. Милешин

ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова,
ул. Авиамоторная, 2, г. Москва,
Российская Федерация, 111116
yurikhalet@ciam.ru

РАЗВИТИЕ КОНСТРУКЦИИ НАДРОТОРНЫХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ БИРОТАТИВНОГО ЗАКАПОТИРОВАННОГО ВЕНТИЛЯТОРА С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ЕГО АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Изложены результаты экспериментального исследования влияния нескольких конфигураций надроторных устройств (НРУ) щелевого типа на шум модели биротативного закапотированного вентилятора при варьировании конструктивных параметров НРУ – количества щелевых отверстий решетки и высоты полости. Показано, что наиболее значимым конструктивным параметром является коэффициент заполнения решетки. Наибольшее снижение суммарного уровня звуковой мощности вентилятора достигалось при установке НРУ только над вторым рабочим колесом при наибольшем значении коэффициента заполнения решетки.

Ключевые слова: Рабочее колесо; вентилятор; шум; надроторное устройство; щелевое отверстие

1 Введение

Надроторные устройства различных конструкций нашли широкое применение в качестве средства повышения газодинамической устойчивости компрессоров. Одна из наиболее успешных разработок НРУ представляет собой щелевую проставку над рабочим колесом [1]. Экспериментальные исследования показали высокие антисрывные и антипомпажные качества щелевых проставок [2].

На оптимальных режимах течения в рабочем колесе и при повышенных расходах воздуха давление в передней части межлопаточного канала не превышает давления на периферии проточной части перед рабочим колесом и истечение воздуха из рабочего колеса в надроторное устройство не происходит. При не оптимальных режимах течения, может происходить подсасывание воздуха через решетку и кольцевую полость в проточную часть рабочего колеса. При локальном уменьшении скорости потока на периферии перед рабочим колесом возрастают углы атаки на его лопатках, давление в передней части межлопаточного канала возрастает и становится выше давления на периферии проточной части компрессора перед колесом. Под действием возникшего перепада давлений начинается истечение воздуха через щели надроторного устройства над рабочим колесом в кольцевую полость, а из нее в проточную часть перед колесом. В

результате этого процесса на периферии проточной части формируется циркуляционное течение, причем расход циркулирующего воздуха увеличивается по мере увеличения противодавления за рабочим колесом, в результате чего углы атаки на лопатках мало меняются. Интенсификации циркуляционного течения способствует использование решетки с наклоном щелей в поперечном сечении в направлении вращения и над рабочим колесом и перед ним. Это происходит благодаря тому, что при истечении воздуха из кольцевой полости через щели в проточную часть перед рабочим колесом он приобретает закрутку в направлении, противоположном направлению вращения колеса, что увеличивает подсасывающую способность периферийного участка рабочего колеса и повышает его напор. Таким образом, кольцевая полость служит обводным каналом, по которому транспортируется обратный поток воздуха из рабочего колеса при повышении давления за ним выше некоторого максимального значения, не допуская выброса его непосредственно из колеса в проточную часть перед ним. Кроме того, кольцевая полость способствует выравниванию окружной неравномерности давления и препятствует формированию дискретных срывных зон, а также уменьшает пульсации потока, вызываемые пересечением щелей вращающимися лопатками.

В работе [1] была изложена методология проектирования НРУ, на основе которого

разработанное надроторное устройство на опытном осевом компрессоре низкого давления обеспечило значительное повышение его газодинамической устойчивости.

Под руководством проф. Шипова Р.А. в ЦИАМ (Россия) в 2001-2006 г.г. были выполнены исследования влияния НРУ на шум вентилятора [4]. Результаты экспериментов на модели вентилятора подтвердили, что при пониженных окружных скоростях надроторное устройство типа щелевой проставки эффективно снижает шум в широком диапазоне частот 1 – 8 кГц, причем в отдельных третьоктавных полосах частот снижение уровня шума достигает 5-6 дБ.

В дальнейшей работе в ЦИАМ было исследовано влияние надроторного устройства на шум двухконтурной модели биротативного закапотированного вентилятора диаметром 22” [5]. Испытывался вариант конструкции НРУ с числом щелей, равным 85. Были испытаны три конфигурации установки НРУ в корпусе модели вентилятора – над первым РК; над вторым РК; и над обоими РК одновременно. Положительное влияние надроторного устройства на уровне шума модели биротативного вентилятора проявилось при его установке над вторым РК и над обоими РК, при этом максимум снижения уровней шума составляет 4-6 дБ на частоте 2 кГц. Установка НРУ над первым колесом была не эффективной. Но совместное действие «НРУ над РК1 и РК2» привело к снижению шума на 2-7 дБ в более широком частотном диапазоне, чем при установке НРУ только над вторым РК.

Дальнейшее развитие конструкции решётчатых НРУ заключалось в увеличении рядности щелевых отверстий. Были изготовлены и испытаны три конфигурации двухрядных НРУ, устанавливаемых только над вторым ротором. Суммарная по трём режимам работы вентилятора, соответствующих взлёту, набору высоты и посадке, величина снижения звуковой мощности модели вентилятора с двухрядными НРУ составила от 3,2 до 3,5 дБ.

В представленной работе изложены результаты исследования влияния нескольких

конфигураций НРУ на шум модели биротативного закапотированного вентилятора при варьировании в доступных пределах конструктивных параметров НРУ – коэффициента заполнения решетки НРУ и высоты полости.

2 Экспериментальный объект

Эксперименты были выполнены на стенде, включающем большую заглушенную камеру [6-7]. Модель исследуемого вентилятора расположена внутри заглушенной камеры. Конструкция стенда и расположение испытываемого объекта позволяет одновременно определять его акустические характеристики в передней и задней полусферах.

Воздух, засасываемый испытываемым вентилятором, поступает в заглушенную камеру через проем в полу у дальней стены камеры. Проем занимает всю ширину камеры и служит для размещения всасывающего устройства и воздушного фильтра. Для того, чтобы при работающей модели вентилятора избежать возникновения в камере мощных вихревых течений, искажающих аэродинамические и акустические характеристики испытуемого объекта, с помощью технологических эксгаустеров осуществляется отсос большей части выхлопной струи через воздухозаборный конус выхлопной системы. При отсосе воздуха из камеры, в полтора-два раза превышающем расход воздуха через вентилятор, интенсивность вихрей в камере оказывается незначительной, скорость потока в них не превышает 3÷5 м/с и вихри на выходе не попадают на вход в вентилятор. При увеличении суммарного расхода воздуха число вихрей увеличивается, скорости в них возрастали с одновременным увеличением интенсивности вихрей, что приводит к росту уровня турбулентности потока и потерь энергии в камере. При уменьшении суммарного расхода воздуха до значений, приближающихся к величине расхода через вентилятор, вихри достигают входа в вентилятор и их размеры в задней полусфере также увеличиваются. В результате была установлена необходимость некоторой ограниченной «венти-

ляции» заглушенной камеры в процессе испытаний модельных вентиляторов.

Однако измерения показали, что созданная система отсоса воздуха из заглушенной камеры сама является мощным источником шума. С целью снижения шума помех от работающего эксгаустера стенки конуса были облицованы звукопоглощающим материалом, сечение на входе конуса было изменено, чтобы избежать отрыва потока, генерирующего дополнительный аэродинамический шум. Кроме того, в улитке было увеличено сечение трубы для снижения скорости потока. После выполненных мероприятий по снижению шума помех от аэродинамического шума эксгаустеров существенно изменилось соотношение «полезный сигнал/помехи». В передней полусфере полезный сигнал маскируется шумом помех от эксгаустерных машин в низкочастотной области до 400 Гц. В диапазоне частот 400–2000 Гц уровни шума вентилятора требуют корректировки, учитывающей соотношение уровней полезного сигнала к шуму помех, а в диапазоне частот выше 2 кГц влиянием шума эксгаустеров на общий уровень шума можно пренебречь. В задней полусфере превышение полезного сигнала над шумом помех становится видимым на ещё более низких частотах. Заглушенная камера пригодна для технических измерений шума моделей вентиляторов в рабочем диапазоне частот 400–40 кГц.

Для выравнивания входного потока было разработано противотурбулентное входное устройство (ПВУ). Установлено, что разработанное противотурбулентное входное устройство (ПВУ) эффективно снизило уровень неоднородности входного потока, что сопровождалось снижением уровня тональных составляющих шума вентилятора на величину порядка 8 – 10 дБ. Калибровка противотурбулентного входного устройства (ПВУ) показала, что в рабочем частотном диапазоне вносимые им погрешности акустических измерений в основном не превосходят ± 0.5 дБ.

Эксперименты были выполнены с помощью модели биротативного закапотирован-

ного вентилятора диаметром 22 дюйма, корпус которого был оборудован для установки надроторных устройств (рисунок 1).

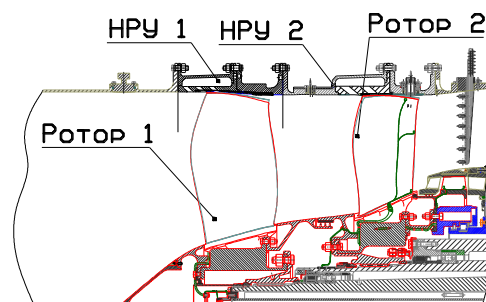


Рисунок 1. Продольный разрез модели вентилятора CRTF2a с корпусами

Выбор конструктивных параметров надроторных устройств основан на результатах аэродинамических расчетов и с учетом конструктивных и технологических особенностей турбокомпрессоров. Все указанные ниже соотношения геометрических параметров связаны между собой и с аэродинамическими характеристиками ступеней, в частности с числом M в относительном движении. В соответствии с эмпирической методологией [1] проектирования НРУ, основанной на большом объеме экспериментальных данных, были выбраны конструктивные параметры НРУ.



Рисунок 2. Надроторное устройство с щелевой проставкой

НРУ базовой конфигурации «В» была спроектирована по эмпирической методологии (Таблица 1). Параметры НРУ остальных конфигураций были выбраны на основе результатов оптимизационных 3D стационарных расчетов характеристик биротативных вентиляторов с НРУ [3].

Экспериментальная программа содержала шесть конфигураций НРУ, устанавливаемых только над вторым РК, и четыре конфигура-

ций НРУ, устанавливаемых одновременно над двумя рабочими колесами (Таблица 1).

Таблица 1. Конструктивные параметры однорядных НРУ (Z – число щелевых отверстий)

Ко нф. НРУ	Р К I	Р К II	Z	H , мм	$\bar{H}$	D
A	–	+	42	1 5	0. 71	0. 25
B	–	+	85	1 5	0. 71	0. 50
C	–	+	85	7	0. 53	0. 50
D	–	+	85	3	0. 33	0. 50
H	–	+	11 5	1 5	0. 71	0. 68
J	–	+	11 5	1 0,2	0. 62	0. 68
E	+	+	133 85	3 1 5	0.6 0.7 1	0. 0. 5
F	+	+	13 85	6 7	0.6 0.7 1	0. 0. 5
G	+	+	66 85	3 1 5	0.6 0.7 1	0. 0. 5
M	+	+	13 11 5	3 1 5	0.6 0.7 1	0. 0. 68

В цикле экспериментов варьировались два безразмерных конструктивных параметра НРУ – коэффициент заполнения решетки (D) и безразмерная высота полости ($\bar{H}$).

Коэффициент заполнения решетки определяется как отношение ширины щели δ к шагу решетки t . Коэффициент заполнения варьировался от 0.25 до 0.68 (Таблица 1). Дальнейшее повышение коэффициента заполнения не целесообразно из соображений прочности конструкции НРУ. Безразмерная высота полости $\bar{H}$ определяется как отношение высоты полости H к общей высоте НРУ.

$$D = \delta_s / t_s;$$

$$\bar{H} = H / (H+h)$$

Результаты расчётных и экспериментальных исследований, приведённых в таблице 1

конфигураций НРУ, позволили сформулировать рекомендации для разработки следующего поколения решётчатых НРУ. В основном, суть этих рекомендаций сводилась к увеличению числа щелей в одном ряду до 130. Кроме того, для повышения акустической и газодинамической эффективности (увеличения запасов ГДУ и КПД) было предложено увеличить суммарное число щелей путем увеличения рядности НРУ до двух (рис. 3) и исследовать взаимное влияние формы щелей и их относительного расположения.



а



б



в

Рисунок 3. Двухрядные НРУ

Первое и второе надроторные устройства (рис. 3а и 3б) отличаются друг от друга только смещением осей "Δ" щелей второго (от входа в вентилятор) ряда относительно первого. Третье двухрядное НРУ (рис. 3в) имеет второй ряд щелевых отверстий, полностью совпадающий с соответствующими участками первых двух НРУ, а первый ряд состоит из поперечных пазов, расположенных в окружном направлении. Параметры двухрядных НРУ приведены в таблице 2.

Таблица 2. Конструктивные параметры двухрядных НРУ, установленных над вторым РК вентилятора

Ко нф. НРУ	Z ₁	Z ₂	H ₁ , мм	H ₂ , мм	D	Δ, мм
О	1 30	13 0	1 1	0, 64	0 .55	0
Р	1 30	13 0	1 1	0,6 4	0 .55	6 ,65
Q	8 2	13 0	1 1	0,6 4	0 .55	-

3 Результаты экспериментов

В качестве критерия оценки акустической эффективности НРУ используется суммарное снижение уровня звуковой мощности вентилятора при его установке в конструкции вентилятора на режимах взлета, набора высоты и посадки (ΔPWL).

На рисунке 4 приведены результаты сравнения уровней звуковой мощности биротативного вентилятора без НРУ и с установленным только над вторым рабочим колесом НРУ. Таких конфигураций было шесть – А, В, С, D, H, J. На рисунке 4 видно, что акустическая эффективность повышается с ростом коэффициента заполнения решетки на всех рассматриваемых режимах вентилятора. Следует также отметить, что при коэффициенте заполнения, равном 0.25, на режимах набора высоты и посадки установка НРУ вместо ожидаемого снижения шума вентилятора приводит к значительной его генерации, что неприемлемо для практического использования.

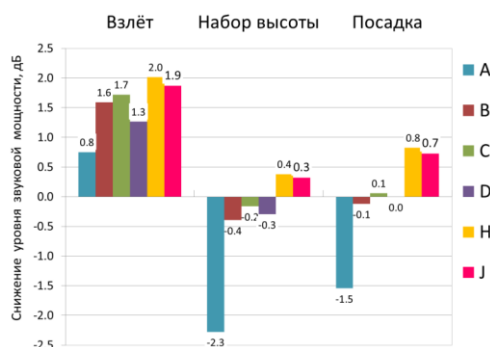


Рисунок 4. Акустическая эффективность надроторного устройства, установленного только над РК2 биротативного вентилятора

На рисунке 5 приведена зависимость снижения суммарного уровня звуковой мощности биротативного вентилятора от коэффициента заполнения решетки НРУ при одинаковых значениях остальных конструктивных параметров НРУ, в том числе высоты полости. Видно, что акустическая эффективность НРУ линейно растет с увеличением коэффициента заполнения решетки.

На рисунке 6 показана акустическая эффективность конфигураций НРУ, установленных над вторым РК, при варьировании высоты полости. Видно, что высота полости не столь значительно влияет на акустическую эффективность НРУ, как коэффициент заполнения, однако в пределах варьирования с ростом высоты полости растет и акустическая эффективность НРУ.

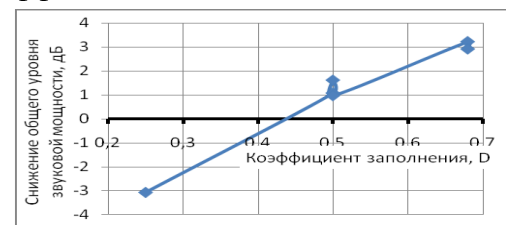


Рисунок 5. Зависимость снижения общего уровня звуковой мощности от коэффициента заполнения решетки НРУ

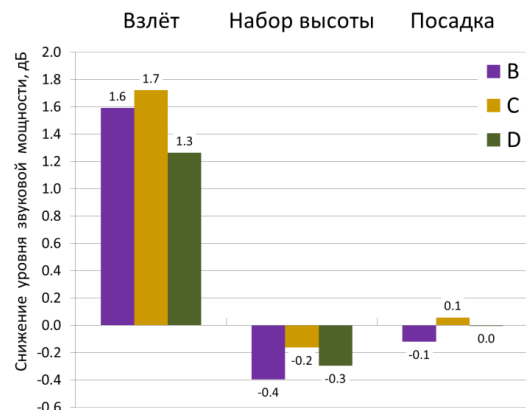


Рисунок 6. Акустическая эффективность надроторного устройства, установленного только над РК2 биротативного вентилятора при варьировании высоты полости НРУ

На рисунке 7 приведены результаты сравнения уровней звуковой мощности биротативного вентилятора без НРУ и с НРУ, установленными над обоими рабочими колесами. Таких конфигураций было четыре (Таблица 1). Видно, что из этих конфигураций

наилучшей является конфигурация «М», содержащая над РК2 решетку с наибольшим коэффициентом заполнения, а худшей – конфигурация «F».

На рисунке 8 показано сравнение акустической эффективности конфигураций НРУ, установленных только над РК2 и конфигураций НРУ, установленных над обоими РК. Для этого сравним попарно снижение уровня звуковой мощности вентилятора при установке конфигураций «В» с «Е» – обе имеют НРУ над вторым РК с коэффициентом заполнения равным 0.5 – и «Н» с «М» – обе имеют НРУ над вторым РК с коэффициентом заполнения равным 0.68. Очевидно, конфигурация, состоящая из двух НРУ, установленных над обоими РК, оказывается менее акустически эффективной, чем НРУ, установленное только над РК2. Так, конфигурация «Е» на 1.0 дБ менее эффективна конфигурации «В», а конфигурация «М» на 1.1 дБ менее эффективна конфигурации «Н».

Возможно, это неожиданное явление объясняется тем, что надроторное устройство оказывает благоприятное воздействие на течение в межлопаточном пространстве. В этом смысле второе рабочее колесо находится в условиях возмущенного потока и на выходе поток становится менее возмущенным. На первое рабочее колесо поток попадает мало возмущенным и взаимодействие с ним надроторного устройства приводит к обратному результату. В итоге аэродинамические возмущения приводят к дополнительной генерации шума.

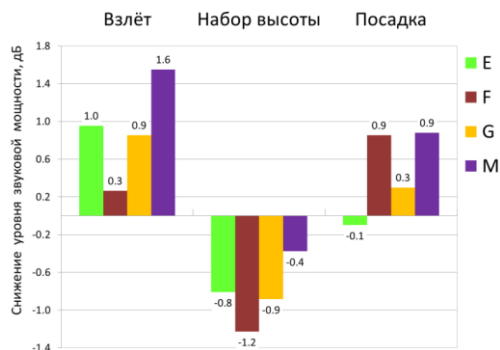


Рисунок 7. Акустическая эффективность конфигураций НРУ, установленных над обоими рабочими колесами биротативного вентилятора

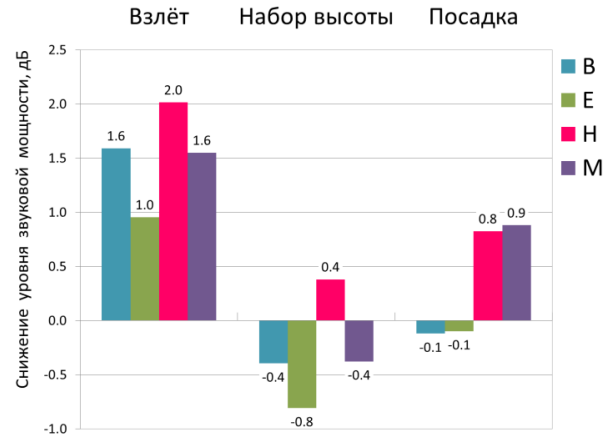


Рисунок 8. Сравнение акустической эффективности конфигураций НРУ, установленных только над РК2 и над обоими рабочими колесами

Влияние двухрядных НРУ на всех исследованных режимах работы вентилятора является положительным. Суммарная по трем сертификационным режимам (54%, 83%, 94%) величина снижения звуковой мощности модели вентилятора с двухрядными НРУ над вторым рабочим колесом составляет от 3,2 дБ до 3,5 дБ (рисунок 9). В сравнении с наиболее акустически эффективной конфигурацией испытанной ранее однорядного НРУ («Н») их акустическая эффективность примерно одинакова. Относительно высокая акустическая эффективность двухрядных НРУ была получена на промежуточных режимах 65 % и 90 % Nom.

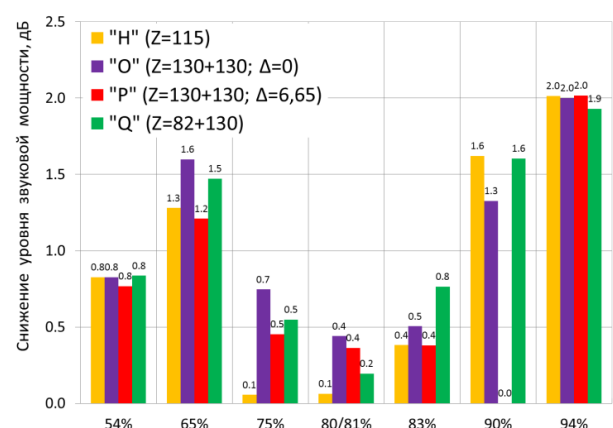


Рисунок 9. Акустическая эффективность двухрядных конфигураций НРУ

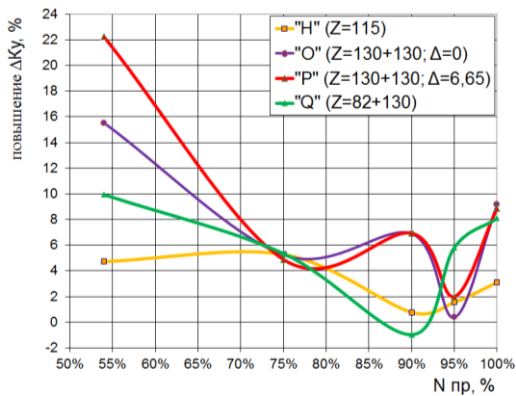


Рисунок 10. Изменение запасов ГДУ

На рисунке 10 приведены зависимости прироста запаса газодинамической устойчивости (ГДУ) биротативного вентилятора с НРУ относительно его исходной конфигурации ($\Delta K_{уНРУ} - \Delta K_{убез НРУ}$) от частоты вращения роторов для исследованных двухрядных надроторных устройств. На графике также показана зависимость для наилучшего с точки зрения акустики однорядного НРУ. Видно, что все исследованные надроторные устройства дают положительный эффект на низких и средних режимах ($54\% \leq n \leq 75\%$) и при $n=100\%$. Наиболее эффективным надроторным устройством можно считать конфигурацию «Р», так как оно наиболее стабильно сохраняет эффективность во всём диапазоне частот вращения роторов.

4 Заключение

В условиях свободного звукового поля проведено исследование акустической эффективности 10 конфигураций однорядных 3 двухрядных надроторных устройств щелевого типа, устанавливаемых над рабочими колесами модели закапотированного биротативного вентилятора.

Обнаружено, что для закапотированного биротативного вентилятора конфигурации НРУ, установленные только над вторым РК, более акустически эффективны, чем конфигурации НРУ, установленные над обоими РК.

Показано, что для конфигураций однорядных НРУ, установленных только над вторым РК, с точки зрения акустической

эффективности наиболее значимым конструктивным параметром является коэффициент заполнения решетки. При изменении коэффициента заполнения решетки от 0.25 до 0.68 величина снижения уровня звуковой мощности возросла на 6 дБ. Дальнейшее увеличение коэффициента заполнения решетки может привести к потере прочности решетки. Высота полости также является конструктивным параметром, влияющим на акустическую эффективность НРУ, но не столь значимым как коэффициент заполнения. В пределах варьирования этого параметра получено, что с ростом высоты полости растет и акустическая эффективность НРУ.

Все исследованные конфигурации двухрядных НРУ, установленных над вторым РК, снижают уровни звуковой мощности вентилятора примерно одинаково. Суммарная по трем сертификационным режимам величина снижения звуковой мощности модели вентилятора с двухрядными НРУ над вторым рабочим колесом составляет от 3.2 дБ до 3.5 дБ. В сравнении с наиболее акустически эффективной конфигурацией однорядного НРУ, их акустическая эффективность примерно одинакова. Однако, двухрядные НРУ позволяют получить намного большие значения запасов ГДУ. Так на средних и высоких режимах ($N=75\ldots 100\%$), повышение запаса ГДУ вентилятора составило 5...9%, а при $N=54\% - 10\ldots 22\%$.

Список использованных источников

- [1] Gelmedov F. S., Lokshtanov E. A., Olshtein L. E., Sidorkin M. A. Russian Federation, "Anti-Stall Tip Treatment Means", European Patent specification № EP 0688 400 B1, 1997.
- [2] A Fundamental Criterion for the Application of Rotor Casing Treatment / E. M. Greitzer, J. P. Nikkanen, D. E. Haddad, R. S. Mazzawy, H. D. // Joslyn Trans. ASME J. Of Engineering for Power. - 1979. - Vol. 101. - P. 237-243.
- [3] Gelmedov F. Sh. Stall Margin Improvement in Three-Stage Low Pressure Compressor by Use of Slot Type Casing Treatments / F. Sh. Gelmedov, V. I. Milesheyn, P. G. Kozhemyako, I. K. Orekhov // Proceedings of GT2014 ASME Turbo Expo, June 16-20. - Düsseldorf, Germany, 2014. - GT2014-26298.

[4] Povarkov V. The Effect of Casing Treatment on the Scale Fan Noise / V. Povarkov, Yu. Khaletskiy, R. Shipov // Proceeding of the 12th International Congress on Sound and Vibration, Lisbon, Portugal. 11-14 July 2005. – Vol. 1. – P. 857-864.

[5] Khaletskiy Yu. Experimental study of casing treatment impact on ducted counter-rotating fan noise / Yu. Khaletskiy, V. Milesin // Proceedings of the 22nd International Congress on Acoustics, Buenos Aires, Argentina. -5-9 September 2016. – Vol. 1. – P. 4312-4322.

[6] Khaletskiy Yu. New acoustic facility for testing universal propulsion simulators / Yu. Khaletskiy, V. Milesin, R. Shipov // Proceeding of the 13th International Congress on Sound and Vibration, Vienna, Austria, July 2-6 2006. – P. 1431-1439.

[7] Коржнев В. Н. Методические проблемы измерения шума моделей вентиляторов в заглушенной камере стенда Ц-3А ЦИАМ // Экологические проблемы авиации /под ред. Ю. Д. Халецкого. – М.: Торус пресс, 2010, С. 83-100.

[8] Barrett S. F. Timing subsystem. Microcontrollers Fundamentals for Engineers and Scientists / S. F. Barrett, D. J. Pack // Morgan and Claypool Publishers. – 2006. - P. 51–64. ISBN 1-598-29058-4.

[9] Khaletskiy I. Influence of the Casing Treatment Design Parameters on the Ducted Counter Rotating Fan Noise / I. Khaletskiy, V. Korznev, V. Milesin, Ya. Pochkin // Proceeding of the 24th International Congress on Sound and Vibration, London, Great Britain, July 23-27, 2017.

Yaroslav S. Pochkin,
Yuriy D. Khaletskiy,
Viktor I. Mileschin

Central Institute of Aviation Motors,
2, Aviamotornaya St., Moscow,
111116, Russian Federation
yurikhalet@ciam.ru

EVOLUTION OF THE FAN CASING TREATMENT DESIGN OF THE COUNTER ROTATING TURBOFAN WITH THE PURPOSE OF INCREASING ITS ACOUSTIC PERFORMANCE

The results of an experimental study of the effects of several slot type casing treatment (STCT) configurations on ducted counter rotating fan model (DCRF) noise are given in present work. The casing treatment design parameters such as lattice duty cycle and the cavity height were varied. It is shown that the most important parameter is the duty factor of the lattice. The configuration of STCT, which provides the greatest reduction of sum sound power level of the fan model was installed over the second rotor only and had the highest duty factor.

Key words: Rotor; fan; noise; casing treatment; slot

References

- [1] Gelmedov F.S., Lokshantov E.A., Olshtein L.E., Sidorkin M.A., Russian Federation, "Anti-Stall Tip Treatment Means", European Patent specification № EP 0688 400 B1, 1997.
- [2] Greitzer, E.M., Nikkanen, J.P., Haddad, D.E., Mazzawy, R.S. and Joslyn, H.D. (1979), "A Fundamental Criterion for the Application of Rotor Casing Treatment", *Trans. ASME J. Of Engineering for Power*, vol. 101, pp. 237-243.
- [3] Gelmedov, F.Sh., Mileschin, V.I., Kozhemyako, P.G. and Orekhov, I.K. (2014), "Stall Margin Improvement in Three-Stage Low Pressure Compressor by Use of Slot Type Casing Treatments", *Proceedings of GT2014 ASME Turbo Expo*, Düsseldorf, Germany, 16-20 June 2014, GT2014-26298, 11 p.
- [4] Povarkov, V., Khaletskiy, Yu. and Shipov, R. (2005), "The Effect of Casing Treatment on the Scale Fan Noise", *Proceeding of the 12th International Congress on Sound and Vibration*, Lisbon, Portugal, 11-14 July 2005, vol. 1, pp. 857-864.
- [5] Khaletskiy, Yu. and Mileschin, V. (2016), "Experimental study of casing treatment impact on ducted counter-rotating fan noise", *Proceedings of the 22nd International Congress on Acoustics*, Buenos Aires, Argentina, 5-9 September 2016, vol. 1, pp. 4312-4322.
- [6] Khaletskiy, Yu., Mileschin, V. and Shipov R. (2006), "New acoustic facility for testing universal propulsion simulators", *Proceeding of the 13th International Congress on Sound and Vibration*, Vienna, Austria, 2-6 July 2006, pp. 1431-1439.
- [7] Korjnev, V.N., Povarkov, V.I. and Khaletskiy, Yu.D. (2010), Methodological problems of fan models noise measuring in the anechoic chamber of C-3A CIAM test bed, *Environmental challenges of aviation*, Torus press, Moscow, Russia, pp. 83-100.
- [8] Barrett, S.F. and Pack, D.J. (2006), Timing subsystem. Microcontrollers Fundamentals for Engineers and Scientists, *Morgan and Claypool Publishers*, pp. 51-64, ISBN 1-598-29058-4.
- [9] Khaletskiy, Yu., Korznev, V., Mileschin, V. and Pochkin, Ya. (2017), "Influence of the Casing Treatment Design Parameters on the Ducted Counter Rotating Fan Noise", *Proceeding of the 24th International Congress on Sound and Vibration*, London, Great Britain, 23-27 July 2017.

DOI: 10.18287/2409-4579-2018-4-1-36-40

УДК 62-752.2, 62-752.6.

А.М. Базиненков,
И.В. Макеев,
А.П. Ротарь,
Д.А. Иванова,
В.П. Михайлов

ФГБОУ ВО Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)
2-я Бауманская улица, 5, стр. 1,
г. Москва, Российская Федерация,
105005
ambazinenkov@bmstu.ru

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧАСТОТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛАТФОРМЫ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ НА ОСНОВЕ МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКИХ ЭЛАСТОМЕРОВ

Для уменьшения воздействия внешних вибрационных возмущений применяются различные способы вибрационной защиты, в числе которых системы активной, полуактивной и пассивной виброизоляции. Для виброизоляции современного прецизионного оборудования предлагается применять платформу виброизоляции на основе магнитоэологических эластомеров. Исследования частотной характеристики данной платформы и возможности управления ею являются необходимыми для определения эффективных режимов работы платформы. При помощи вибрационных испытаний на электродинамической установке была получена зависимость коэффициента передачи амплитуды виброперемещений от частоты колебаний при разных значениях управляющей силы тока, которая показала, что эффективным является диапазон виброизоляции от 38 до 100 Гц.

Ключевые слова: Магнитоэологический эластомер; вибрационная защита, полуактивная виброизоляция; демпфер; резонанс; вибрационные испытания; коэффициент передачи амплитуды виброперемещений

1 Введение

В настоящее время применение любого прецизионного оборудования, особенно, нанотехнологического, связано с необходимостью его защиты от вибраций. Исследования показали, что в производственных и лабораторных помещениях вибрационные возмущения с наибольшими амплитудами в 200 мкм достигаются на низких частотах до 10 Гц [1]. Особенно опасны ударные возмущения, максимальные значения которых могут достигать очень больших величин.

2 Виброизоляция

Из существующих методов вибрационной защиты наиболее эффективным считается виброизоляция. Обычно различают три метода виброизоляции: пассивную, полуактивную и активную [2]. Сейчас активно применяются активные пьезоэлектрические системы виброизоляции, мировым лидером среди которых является фирма Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. KG (Германия). Однако данные системы обладают невысокой нагрузочной способностью, низким диапазоном

перемещений (способны изолировать от вибраций небольших амплитуд), а также практически не способны работать в пассивном режиме. Применение гибридных пневматических и пьезоэлектрических систем той же фирмы существенно повышает нагрузочную способность, однако не решает проблему пассивной виброизоляции и малого диапазона перемещений.

Существует платформа с магнитоэологическими призмами, достоинством платформы является то, что она способна выдерживать большую вертикальную нагрузку, чем исследуемая, за счёт компрессионного сжатия магнитоэологического эластомера (МРЭ) и большего количества демпфирующих элементов [3]. Многослойный МРЭ изолятор имеет в своей конструкции углеродные нанотрубки, которые уменьшают инертность системы и увеличивают устойчивость без значительного повышения ее жесткости, что позволяет нести большую вертикальную нагрузку, но для данной конструкции изучено поведение только при горизонтально направленных колебаний. [4]

Платформа виброизоляции на основе МРЭ, разработанная в лаборатории кафедры МТ11 МГТУ им. Н.Э. Баумана, особенно

тем, что она способна совмещать в себе все три метода виброизоляции [5]. Целью работы было исследование амплитудно-частотных характеристик платформы виброизоляции в полуактивном режиме при различных величинах внешних магнитных полей для определения диапазона эффективной виброизоляции.

3 Платформа виброизоляции на основе МРЭ

Исследуемая платформа достаточно проста и дешева в изготовлении и обслуживании, содержит небольшое количество сложных механических и электрических элементов. Платформа состоит из четырех активных демпферов на основе мембран МРЭ и четырех узлов упругой подвески с квазилинейной жесткостью (рисунок 1).

В качестве рабочего тела в каждом демпфере (рисунок 2) используется магнитореологический эластомер – композитный материал на основе силикона и магнитомягких частиц микрометрового размера, которые при действии внешнего магнитного поля могут обратимо деформироваться и менять вязкоупругопластические свойства.

Исследуемая платформа является перспективной, благодаря совмещению в платформе трех видов виброизоляции. Она обеспечивает активную виброизоляцию за счет деформации эластомера, управляемой магнитным полем; полуактивную виброизоляцию – за счет управления вязкоупругопластическими свойствами эластомера; пассивную виброизоляцию – за счет упругой полимерной матрицы МРЭ и системы с квазилинейной жесткостью [6].

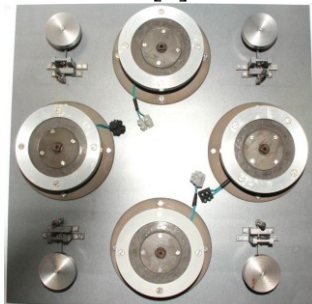


Рисунок 1. Общий вид платформы на основе МРЭ без верхней подвижной плиты

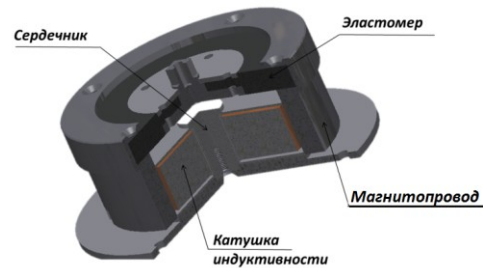


Рисунок 2. Демпфер на основе МРЭ

Изучив частотные характеристики платформы виброизоляции в полуактивном режиме, станет возможным разработать систему управления для работы платформы в режиме полуактивной и активной виброизоляции.

4 Испытания платформы. Определение частотных характеристик

Исследования по определению частотной характеристики исследуемой платформы проводились на вибрационной электродинамической установке SignalForce V26, на которую устанавливалась платформа (рисунок 3). С помощью двух акселерометров измерялись ускорения на основании платформы и в центре подвижной плиты. Эксперимент проводился в диапазоне частот от 15 до 100 Гц, при размахе вибрационных возмущений 250 мкм, при изменяющемся управляющем сигнале – силе тока, варьируемом в интервале от 0 до 0,8 А с шагом 0,05 А.

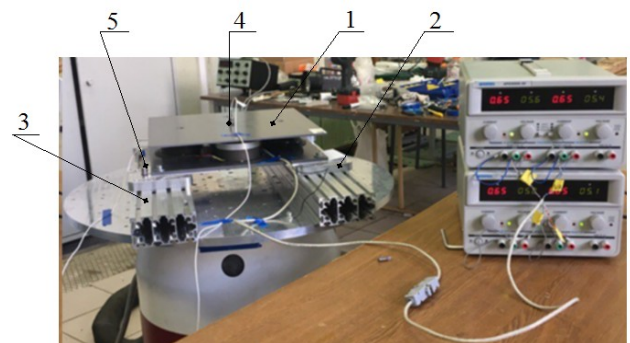


Рисунок 3. Экспериментальный стенд:
1 – платформа, 2 – переходные пластины, 3 – алюминиевые пластины, 4 – датчик на объекте, 5 – датчик на основании

Отношение полученных ускорений на основании платформы и на его подвижной части является коэффициентом передачи амплитуды виброперемещений (КПАВ). В ходе обработки результатов был построен график зависимости КПАВ от частот подаваемых на основание платформы (рисунок 4).

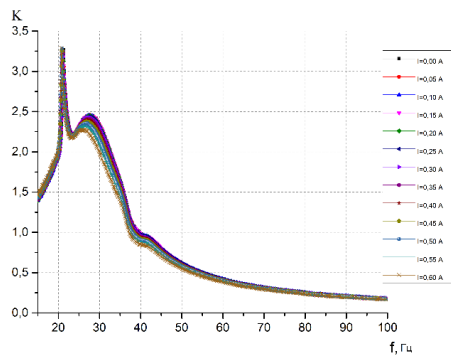


Рисунок 4. Зависимость коэффициента передачи амплитуды виброперемещений (K) от частоты возмущений (f)

На рисунке видны две резонансные частоты: в области частот, равных 21 и 27 Гц. Эти резонансные частоты могут являться следствием неточностей сборки, приводящих к возмущениям внутри платформы. Эффективная виброизоляция в полуактивном режиме наблюдается начиная с частоты возмущений 38 Гц, где значение КПАВ меньше единицы.

Сравнивая графики для различных значений управляющей силы тока, видно, что увеличение силы тока, напрямую связанное с увеличением магнитного поля, воздействующего на МРЭ, смещает частоты резонансов в область более низких частот.

Относительно предыдущих испытаний демпферов [7] резонансы системы в целом сместились в область низких частот, предположительно за счет значительного увеличения массы платформы по сравнению с массой одного демпфера.

При сравнении двух графиков при максимальной силе тока 0,8 А и при отсутствии тока получено, что коэффициент передачи амплитуды виброперемещений первого резонанса при увеличении тока увеличивается

на 10%, второго резонанса - уменьшается на 10%.

5 Заключение

Проведенный эксперимент по исследованию АЧХ платформы позволил оценить диапазон эффективной виброизоляции платформы в полуактивном режиме: от 38 до 100 Гц. При увеличении частоты колебаний влияние управляющего тока на КПАВ не значительно.

КПАВ первого резонанса с увеличением управляющего тока увеличивается максимум в 1,02 раза, для второго резонанса уменьшается максимум в 1,08 раза. Изменение КПАВ нельзя назвать значительным.

Увеличение управляющего тока позволяет несколько сместить оба резонанса в область более низких частот, однако величины в единицы герц на данных частотах недостаточно для эффективной работы платформы.

Следующим этапом работы будет изучение причин появления дополнительных резонансных частот и методы их устранения, а также программирование автоматизированной системы управления активным режимом виброизоляции.

6 Благодарности

Авторы выражают глубокую признательность кафедре РК-5 «Прикладная механика» МГТУ им. Н.Э. Баумана и, особенно, доц. Киселеву И.А., за помощь, оказанную в проведении исследований и предоставленную экспериментальную базу.

Работа выполнена при поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации, базовая часть Государственного задания № 9.8503.2017/БП в сфере научной деятельности.

Список использованных источников

- [1] Гордеев Б. А. Повышение качества поверки средств измерения механических величин / Б. А. Гордеев, К. В. Голубева // Приволжский научный журнал. – Нижний Новгород: ГОУ ВПО ННГАСУ. – 2010. – № 2. – С. 61 – 67.
- [2] Асташев В. К. Защита от вибрации и ударов / В. К. Асташев [и др.] // Вибрации в технике: Справочник; [под ред. В. Н. Челомея]. – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 6. – 456 с.
- [3] Ginder J. M. “Magnetorheological elastomers: properties and applications” / J. M. Ginder, M. E. Nichols, L. D. Elie, J. L. Tardiff // Proc. SPIE 3675, Smart Structures and Materials 1999: Smart Materials Technologies. – 12 July 1999. – Vol. 3575. – 8 p.; DOI:10.1117/12.352787.
- [4] Li W. H. Magnetorheological Elastomers and Their Applications / Li W. H., Zhang X. Z., Du H. // Advances in Elastomers I. Advanced Structured Materials Visakh P. (ed.), Thomas S. (ed.), Chandra A. (ed.), Mathew A. (ed.), Springer, Berlin, Heidelberg. – 2013. – Vol 11. – P. 357-375.
- [5] Mikhailov V. P. A Vibration-Control Platform on the Basis of Magnetorheological Elastomers / V. P. Mikhailov, A. M. Bazinenkov // Instruments and Experimental Techniques. – 2016. – Vol. 59. – № 1. – P. 131-135.
- [6] Алабужев П. М. Виброзащитные системы с квазинулевой жесткостью / П. М. Алабужев, А. А. Гритчин, Л. И. Ким, Г. С. Мигиренко, В. Ф. Хон, П. Т. Степанов. – М.: Машиностроение, 1986. – 96 с.
- [7] Иванова Д. А. Исследование влияния управляющего сигнала силы тока на амплитудно-частотную характеристику демпферов на основе магнитореологических эластомеров / Д. А. Иванова, А. П. Ротарь, И. В. Макеев // Всероссийская научно-техническая конференция студентов Студенческая весна: Машиностроительные технологии. – М: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 3-6 апреля 2018. – С. 431-433.

DETERMINATION OF THE FREQUENCY CHARACTERISTICS OF A MAGNETORHEOLOGICAL ELASTOMERS VIBRATION CONTROL PLATFORM

Alexey M. Bazinenkov,
Ivan V. Makeev,
Anastasia P. Rotari,
Darya A. Ivanova,
Valeriy P. Mikhailov

Bauman Moscow State Technical
University (National Research
University),
Moscow, Russian Federation,
105005
ambazinenkov@bmstu.ru

To reduce the effects of external vibration disturbances, various methods of vibration protection are used, including active, semi-active and passive vibration isolation systems. For vibration isolation of modern precision equipment, it is proposed to use a plate-like vibration isolation based on magnetorheological elastomers. Studies of the frequency characteristics of this platform and its management capabilities are necessary to determine the effective modes of operation of the platform. Thanks to the tests on the vibration electrodynamic installation, the dependence of the coefficient of transfer of the amplitude of vibration displacement on the oscillation frequency at different currents was obtained and showed that the effective range of vibration isolation is from 38 to 100 Hz.

Key words: Magnetorheological elastomer; semi-active vibration control; damper; resonance; vibration tests; vibration amplitude transmission coefficient

References

- [1] Gordeev, B.A. and Golubeva, K.V. (2012), "Improving the quality of verification of metrological equipment for mechanical value" ["Povyshenie kachestva poverki sredstv izmereniya mekhanicheskikh velichin" Privolzhskij nauchnyj zhurnal], *Privolzhskij Science Magazine*, Nizhny Novgorod, Russia, vol. 2, pp. 61 – 67.
- [2] Astashev, V.K. (1981), "Protection against vibration and shock" [Zashchita ot vibratsii i udarov], in Chelomey, V.N. (ed.), *Vibrations in Technology*, [Vibratsii v tekhnike], Mashinostroenie, Moscow, Russia, vol. 6, 456 p.
- [3] Ginder, J.M., Nichols, M.E., Elie, L.D. and Tardiff, J.L. (1999), Magnetorheological elastomers: properties and applications, *Smart Structures and Materials 1999: Smart Materials Technologies*, Newport Beach, CA, US, 12 July 1999, vol. 3675, 8 p.
- [4] Li, W.H., Zhang, X.Z. and Du, H. (2013), *Magnetorheological Elastomers and Their Applications*, in: Visakh P. (ed.), Thomas S. (ed.), Chandra A. (ed.), Mathew A. (ed.), *Advances in Elastomers I. Advanced Structured Materials*, Springer, Berlin, Heidelberg, vol. 11, pp. 357-374.
- [5] Mikhailov, V.P. and Bazinenkov, A.M. (2016), "Vibration-Control Platform on the Basis of Magnetorheological Elastomers", *Instruments and Experimental Techniques*, vol. 59, no. 1, pp. 131-135.
- [6] Alabuzhev, P.M., Gritchin, A.A., Kim, L.I., Khon, V.F. and Stepanov, P.T. (1986), "Vibration protecting and measuring systems with quasi-zero stiffness" [Vibro-zashchitnye sistemy s kvazinulevoj zhestkost'yu], Mashinostroenie, Moscow, Russia, 96 p.
- [7] Ivanova, D.A., Rotar, A.P. and Makeev, I.V. (2018), "Investigation of the effect of the current control signal on the amplitude-frequency characteristic of dampers based on magnetorheological elastomers" [Issledovanie vliyaniya upravlyayushchego signala sily toka na amplitudno-chastotnyuyu harakteristiku dempferov na osnove magnitoreologicheskikh ehlastomerov], *Russian Scientific and Technical Conference of Students "Student Spring": Mechanical Engineering* [Vserossiyskaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya studentov "Studencheskaya vesna": Mashinostroitel'nye tekhnologii], BMSTU, Moscow, Russia, 3-6 April, 2018, 431-433 p.