

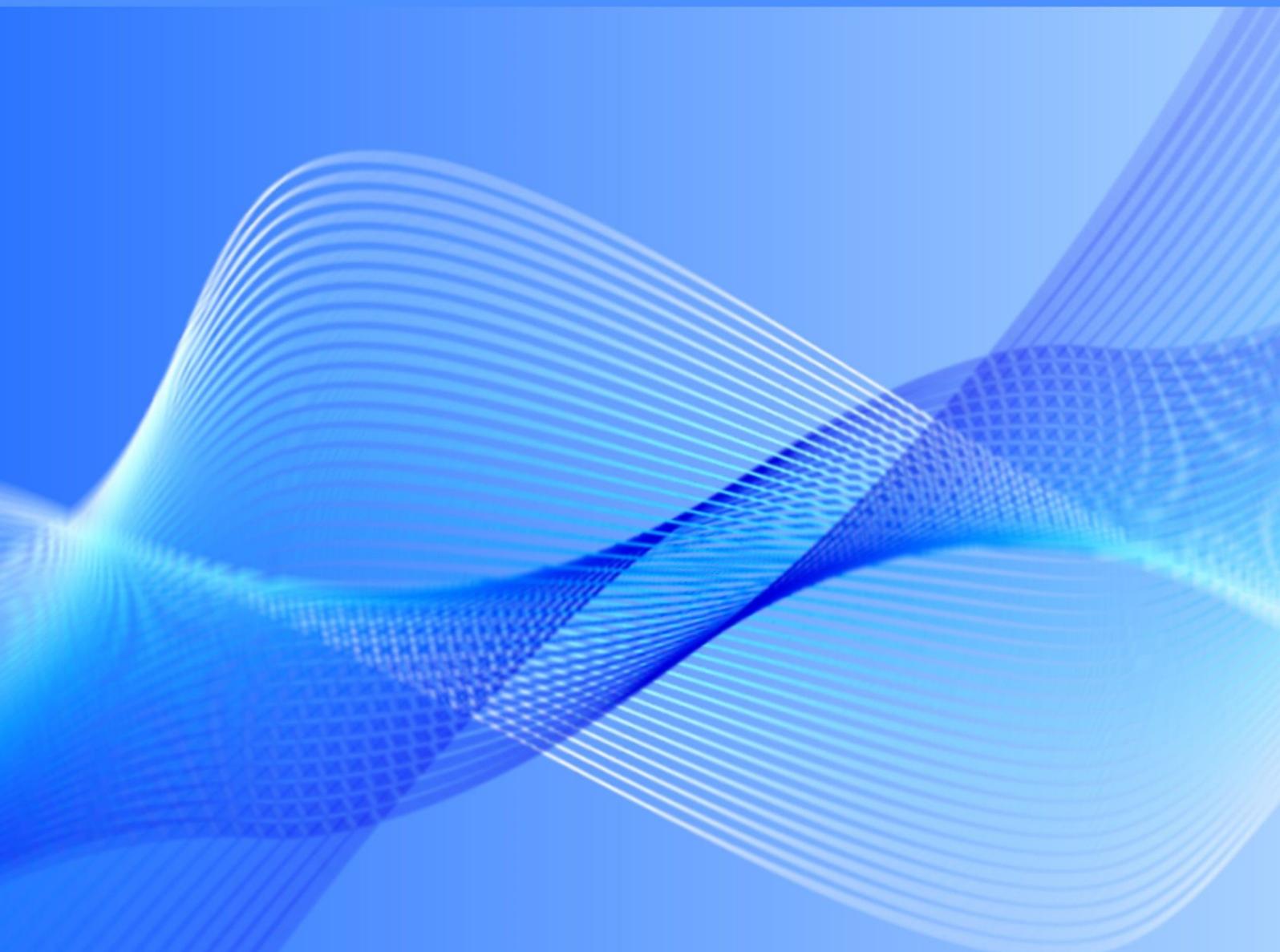
# Динамика и виброакустика



Journal of Dynamics and Vibroacoustics

ISSN 2409-4579

**Том 10 - №1 - 2024 год**



**САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**  
SAMARA UNIVERSITY

ISSN 2409-4579 (Online)

# Динамика и виброакустика

**Том 10**  
**Выпуск №1**

**2024**



**САМАРСКИЙ**  
**УНИВЕРСИТЕТ**

Самарский национальный  
исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва

# Динамика и виброакустика

Т. 10, №1, 2024

Дата выхода в свет: 6 мая 2024 г.

**Учредитель и издатель журнала:** федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва» (Самарский университет), Московское шоссе, 34, 443086, г. Самара, Российская Федерация.

Издание зарегистрировано Федеральной службой по надзору в сфере связи, регистрационный номер и дата принятия решения о регистрации: серия Эл №ФС77-74602 от 21 января 2019 г.

Журнал включен **ВАК РФ** в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук, с 11.07.2023 г. Индексируется в библиографической базе данных РИНЦ (НЭБ eLIBRARY.ru).

Журнал издается с 2014 г. Выходит 4 раза в год.

**ISSN 2409-4579 (Online)**

## Главный редактор

Е. В. Шахматов – академик РАН, Самарский университет (г. Самара, РФ)

## Заместители главного редактора

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

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

## Ответственный секретарь и технический редактор

Е. Н. Ермилова – инженер, Самарский университет (г. Самара, РФ)

## Редакционная коллегия:

Н. Д. Быстров – д.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ)

В. Б. Балякин – д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ)

Э. Г. Берестовицкий – д.т.н., АО «Концерн «НПО «Аврора» (г. Санкт-Петербург, РФ)

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

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

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

А. Б. Майзель – д.т.н., профессор, АО «ЦКБ МТ «Рубин» (г. Санкт-Петербург, РФ)

Г. М. Макарьянц – д.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ)

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

С. В. Фалалеев – д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ)

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

Ю. А. Ножницкий – д.т.н., с.н.с., ЦИАМ (г. Москва, РФ)

Г. Я. Пановко – д.т.н., профессор, ИМАШ РАН (г. Москва, РФ)

Л. А. Савин – д.т.н., профессор, Орловский государственный университет имени И.С.Тургенева (г. Орёл, РФ)

Л. Н. Рабинский – д.ф.-м.н., профессор, МАИ (г. Москва, РФ)

А. А. Скворцов – д.ф.-м.н., профессор, Московский политехнический университет (г. Москва, РФ)

В. Ф. Павлов – д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ)

В. П. Радченко – д.ф.-м.н., профессор, СамГТУ (г. Самара, РФ)

**Адрес редакции:** 443086, г. Самара, ул. Гая, 43, 324 ауд.

**Адрес для корреспонденции:** 443086, г. Самара, Московское шоссе, 34, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва (Самарский университет), 14 корпус, 324 ауд.

**Тел:** 8 (846) 267 47 66

**e-mail:** dynvibro@ssau.ru

**www:** <https://dynvibro.ru>

© Самарский университет, 2024

Цена свободная

16+

ISSN 2409-4579 (Online)

# **Journal of Dynamics and Vibroacoustics**

**Volume 10**  
**Issue №1**

**2024**



**SAMARA**  
**UNIVERSITY**

Samara National  
Research University

# Journal of Dynamics and Vibroacoustics

V. 10, №1, 2024

Release date: May 6, 2024

**Publisher and Founder:** Samara National Research University, 34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russian Federation.

Certificate of registration of means of mass media Эл №ФС77-74602 dated 21.01.2019, issued by the Federal Service for Supervision of Communications, Information Technology and Mass Media.

The Journal is included by the HAC in the List of leading scientific editions, where basic scientific results of theses for the degree of Candidate of Sciences, for the degree of Doctor of Sciences should be published, from 11.07.2023.

Indexing in database Scientific Electronic Library eLIBRARY.ru.

Published since 2014.

4 issues per year.

**ISSN 2409-4579 (Online)**

## **Editor-in-chief:**

E. V. Shakhmatov – Academician of the RAS, Samara University (Samara, RU)

## **Deputy editor-in-chief:**

A. I. Ermakov – Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, RU)

A. B. Prokof'ev – Doctor of Sciences (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, RU)

## **Executive Editor and Technical Editor**

E. N. Ermilova – Engineer, Samara University (Samara, RU)

## **Editorial board:**

N. D. Bystrov – Doctor of Sciences (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, RU)

V. B. Balyakin – Doctor of Sciences (Eng.), Prof., (Samara University, Samara, RU)

E. G. Berestovitskiy – Doctor of Sciences (Eng.), Avrora Scientific and Production Association JSC chief acoustician (St. Petersburg, RU)

A. G. Gimadiev – Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, RU)

A. A. Igolkin – Doctor of Sciences (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, RU)

A. N. Kryuchkov – Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, RU)

A. B. Mayzel – Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (St. Petersburg State University of Film and Television, St. Petersburg, RU)

G. M. Makar'yants – Doctor of Sciences (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, RU)

V. Ya. Sverbilov – Candidate of Sciences (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, RU)

S. V. Falaleev – Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, RU)

A. I. Haymovich – Doctor of Sciences (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, RU)

Yu. A. Nozhnitskiy – Doctor of Sciences (Eng.), Senior Researcher (Central Institute of Aviation Motors, Moscow, RU)

G. Ya. Panovko – Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences, Moscow, RU)

L. A. Savin – Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (Orel State University named after I.S. Turgenev, Orel, RU)

L. N. Rabinskiy – Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (Moscow Aviation Institute, Moscow, RU)

A. A. Skvortsov – Doctor of Sciences (Phys.–Math.), Prof. (Moscow Poly, Moscow, RU)

V. F. Pavlov – Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, RU)

V. P. Radchenko – Doctor of Sciences (Phys.–Math.), Prof. (Samara Polytech, Samara, RU)

**Editorial address:** room 324, 43, Gaya street, Samara, 443086

**Address for correspondence:** 34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russian Federation, Samara National Research University (room 324, building 14)

**Phone:** 8 (846) 267 47 66

**e-mail:** dynvibro@ssau.ru

**www:** <https://dynvibro.ru>

© Samara University, 2024

Free price

16+

СОДЕРЖАНИЕ

<b>Влияние наличия врезания на расходные характеристики лабиринтных уплотнений авиационных двигателей</b>	
<i>А. А. Матвеев, А. Ю. Тисарев, С. В. Фалалеев, К. А. Миронова</i>	7
<b>Разработка эквивалентной модели демпферного кольца с учётом упругого контакта по выступам</b>	
<i>Ло Чэн, Д. К. Новиков, Д. С. Дилигенский</i>	21
<b>Исследование прочностных параметров и динамических характеристик деталей ротора перспективного МГТД</b>	
<i>Д. В. Евдокимов, Е. П. Филинов, Д. Л. Скуратов, Я. А. Остапюк</i>	29
<b>Исследование точности волновых оболочечных конечно-элементных моделей</b>	
<i>В. И. Щемелев, П. Матвеев</i>	40
<b>Звукопоглощающие конструкции для снижения авиационного шума в салоне и на местности (обзор)</b>	
<i>П. А. Мошков, М. Н. Остроумов, Д. Д. Давыдов</i>	50
<b>Виброакустическое моделирование трубопроводной обвязки компрессора</b>	
<i>Т. Б. Миронова, П. Д. Рекадзе, А. Б. Прокофьев</i>	68
<b>Исследование демпфера на основе многослойного магнитореологического эластомера</b>	
<i>В. С. Табакаев, А. М. Базиненков, Г. Б. Тужба, А. К. Шагимуратова</i>	78

CONTENTS

<b>Influence of worn on flow characteristics of aircraft engine labyrinth seals</b> <i>A. A. Matveev, A. Yu. Tisarev, S. V. Falaleev, K. A. Mironova</i>	7
<b>Development of an equivalent model of a damping elastic ring considering elastic contact on bulges</b> <i>Luo Cheng, D. K. Novikov, D. S. Diligenskiy</i>	21
<b>Research of strength parameters and dynamic characteristics of rotor parts of a promising small sized GTE</b> <i>D. V. Evdokimov, E. P. Filinov, D. L. Skuratov, Ya. A. Ostapyuk</i>	29
<b>Research of the accuracy and efficiency of typical structures using wave shell finite element models</b> <i>V. I. Shchemelev, P. Matveyev</i>	40
<b>Sound-absorbing structures to reduce cabin and community noise of aircraft (Review)</b> <i>P. A. Moshkov, M. N. Ostroumov, D. D. Davydov</i>	50
<b>Vibroacoustic modeling of a compressor piping system</b> <i>T. B. Mironova, P. D. Rekadze, A. B. Prokofev</i>	68
<b>Study of a damper based on a multilayer magnetorheological elastomer</b> <i>V. S. Tabakaev, A. M. Bazinenkov, G. B. Tuzhba, A. K. Shagimuratova</i>	78



## Влияние наличия врезания на расходные характеристики лабиринтных уплотнений авиационных двигателей

- А. А. Матвеев** инженер;  
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара;  
vut.13@mail.ru
- А. Ю. Тисарев** кандидат технических наук, доцент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов;  
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара;  
ay.tisarev@uec-kuznetsov.ru
- С. В. Фалалеев** доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов;  
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара;  
falaleev.sv@ssau.ru
- К. А. Миронова** аспирант;  
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара;  
ka.bedenko@uec-kuznetsov.ru

*Лабиринтные уплотнения в настоящее время являются наиболее распространённым типом герметизаторов в авиационных двигателях. В статье предложен подход для учёта величины их врезания в статорную деталь при определении расхода воздуха. Проведено сравнение результатов расчёта характеристик лабиринтных уплотнений с учётом врезания гребешков уплотнения в статорную деталь с использованием полуэмпирических и численной моделей. Выявлен характер изменения расхода воздуха через уплотнение при изменении геометрических параметров канавок в статорной детали в результате изнашивания срабатываемого покрытия при врезании гребешка лабиринтного уплотнения. Предложены наиболее эффективные полуэмпирические модели для расчёта характеристик таких уплотнений при различных картинах износа и величинах зазора, а также рекомендации по их модернизации для повышения точности расчётов.*

**Ключевые слова:** лабиринтное уплотнение; зазор; расход воздуха; врезание; износ

**Цитирование:** Матвеев, А. А. Влияние наличия врезания на расходные характеристики лабиринтных уплотнений авиационных двигателей / А. А. Матвеев, А. Ю. Тисарев, С. В. Фалалеев, К. А. Миронова // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №1. – С. 7–20. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-1-7-20

---

### Введение

Лабиринтные уплотнения (ЛУ) имеют широкое применение в авиационных газотурбинных двигателях (ГТД) [1]. Они являются бесконтактными и обеспечивают герметизацию полостей между вращающимися и неподвижными деталями. Отличительной особенностью

таких уплотнений является простота конструкции и отсутствие ограничений по температуре и давлению уплотняемой среды, частоте вращения ротора.

Лабиринтные уплотнения являются важнейшими элементами системы внутренних воздушных потоков воздуха в ГТД, определяют во многом эффективность узлов и двигателя в целом [2]. При проектировании уплотнений необходимо обеспечить требуемые значения расходов отбираемого или подводимого воздуха. Их характеристики влияют на эффективность охлаждения турбины, тепловое состояние двигателя, величину действующей на радиально-упорный подшипник осевой силы.

При работе двигателя на напряжённых и переходных режимах возможно врезание гребешков лабиринта в срабатываемое покрытие на статорной детали. Наличие врезания влияет на характеристики уплотнения, так как увеличивается величина зазора и изменяется характер течения воздуха в нём. Учёт врезания необходим при расчёте воздушных систем ГТД для корректных оценок расходов воздуха в уплотнениях, давлений и температур воздуха во внутренних полостях двигателя. Имеется огромное количество работ, посвящённых исследованию процессов течения в лабиринтных уплотнениях (наиболее распространено уравнение Стодолы [1,3,4] с применением поправочных коэффициентов), однако не так много работ, посвящённых исследованию течения газа в таких уплотнениях при наличии износа [5–7]. В открытой литературе нет сведений об учёте врезания при использовании известных аналитических и полуэмпирических моделей для расчёта лабиринтных уплотнений во всём спектре возможных зазоров, особенно при наличии отрицательных зазоров. Использование таких моделей, в отличие от численных, существенно ускоряет процесс расчёта, что особенно важно при проектировании системы внутренних воздушных потоков воздуха в ГТД. Целью настоящей статьи является исследование процессов в лабиринтном уплотнении с учётом врезания, выявление наиболее достоверных полуэмпирических моделей для его расчёта и разработка рекомендаций по их использованию.

## 1 Анализ методов определения утечек через лабиринтное уплотнение

Существуют экспериментальные, аналитические и численные методы определения характеристик лабиринтных уплотнений. Особенно популярными являются полуэмпирические модели для расчёта утечек через такие уплотнения. В статье [8] рассматриваются основные такие модели, которые разделяются на два типа: прямые и косвенные. Прямые модели предполагают рассмотрение уплотнения единым компонентом, вычисление выполняется в одну итерацию. Косвенные методы требуют итерационного вычисления давления в полостях между гребешками и расхода через каждую щель в отдельности. Некоторые из косвенных моделей учитывают геометрию полости, что увеличивает точность расчётов. В этой статье отмечается, что среди открытых источников нет моделей, учитывающих наличие сотовой структуры, величину угла наклона рёбер, величину частоты вращения ротора.

Авторы многих статей отмечают невысокую точность модели Стодолы. Одной из основных используемых аналитических моделей для расчёта характеристик ЛУ является модель Мартина [9], которая позволяет определить количество полостей в лабиринте для заданных расхода газа и перепада давления. Формула предполагает, что рабочее тело – несжимаемый идеальный газ. При учёте геометрии берётся только количество гребешков. Уравнение Мартина имеет следующий вид:

$$G_B = A \cdot \frac{p_{ВХ}^*}{\sqrt{RT_{ВХ}^*}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_{ВЫХ}}{p_{ВХ}^*}\right)^2}{\left(z + \ln \frac{p_{ВЫХ}}{p_{ВХ}^*}\right)}}, \quad (1)$$

где  $A$  – площадь зазора лабиринтного уплотнения,  $\text{м}^2$ ;  $p_{\text{вх}}^*$ ,  $p_{\text{вых}}$  – полное давление на входе и статическое давление на выходе, Па;  $z$  – количество гребешков, шт;  $R$  – газовая постоянная, Дж/(кг·град);  $T_{\text{вх}}^*$  – полная температура на входе в уплотнение, К.

Уравнения Ходкинсона, Эгли и Вермеса [10,11] основаны на модели Мартина и отличаются подходом к определению коэффициента переноса  $\mu$  (поправочный коэффициент, учитывающий уменьшение гидравлического сопротивления для гладкого уплотнения) [7]. Коэффициент переноса показывает, какая часть динамического напора переносится (сохраняется) при протекании через каждый гребешок уплотнения [12]. Его величина обратно пропорциональна корню квадратному из гидравлического сопротивления. Эгли принимает его величину постоянной и равной 0,85, у остальных авторов это полуэмпирическая величина. Так, авторы статьи [8] приводят иное определение коэффициента переноса. Поток, поступающий в лабиринтное уплотнение, расширяется в каждой полости. После каждого дросселирования небольшая часть кинетической энергии струи потока будет вновь преобразована в энергию давления, большая часть будет преобразована в тепловую энергию, а оставшаяся часть попадёт в следующее сечение уплотнения. Сам коэффициент переноса представляет собой долю энергии, переносимую из одной полости в следующую.

Помимо моделей, в которых вычисление происходит за одну итерацию, существуют косвенные модели, требующие итерационных вычислений. Такие модели, как правило, более точные, но при этом и требуют больше временных затрат для вычисления утечек.

Также представляет интерес формула Циммермана и Вольфа [13], которая является доработанной формулой Ходкинсона, в ней уточнён коэффициент переноса, также введён коэффициент расхода, зависимость для которого приведена для различных отношений величины зазора к толщине кончика гребешка.

В руководящем техническом материале (РТМ) [14] по расчёту лабиринтных уплотнений представлена методика их расчёта с учётом отрыва потока от кромок гребешков. В этой работе берётся за основу формула Мартина и вводится в неё коэффициент сужения струи  $\mu_0$ , который зависит от угла наклона гребешка и относительного радиального зазора.

При расчёте внутренних воздушных потоков в ГТД используется также методика расчёта расходов через лабиринтные уплотнения, приведённая в отчёте Харьковского политехнического института (ХПИ) [15]. Используемая методика основана на уравнении Бернулли, записанном для двух сечений на входе и выходе из рассматриваемого участка. Используются коэффициенты расхода, полученные для ступенчатых уплотнений, и поправочный множитель для корректировки расхода для гладкого уплотнения (в иностранной литературе коэффициент переноса).

Следует отметить, что ни одна из упомянутых выше аналитических и полуэмпирических моделей не может учитывать износ в уплотнении, форму канавки износа и её глубину.

Для расчётов утечек через лабиринтные уплотнения используют также численные методы. CFD-методы позволяют моделировать пространственные эффекты в потоке с использованием уравнений Навье-Стокса. Данный метод требует значительно больших вычислительных мощностей и временных затрат на расчёты. При этом многие авторы подтверждают, что результаты численных исследований имеют лучшую сходимость с экспериментом [16,17]. Однако при совместном гидравлическом и термомеханическом расчёте конструкции ГТД более удобными являются аналитические и полуэмпирические модели для элементов системы внутренних воздушных потоков. Поэтому в данной статье CFD-анализ используется для выявления наиболее достоверной полуэмпирической модели для расчёта лабиринтных уплотнений с учётом изнашивания.

## 2 Картины изнашивания статора в лабиринтных уплотнениях

В процессе работы двигателя радиальные зазоры изменяются, на некоторых переходных режимах возможно врезание гребешков лабиринтов в статорные втулки, что приводит к их износу.

При врезании изнашивается гребешок, он может принимать закруглённую или грибовидную форму. Помимо гребешка значительно изнашивается и статор (особенно при наличии изнашиваемого покрытия). В статье Догу и др. [5] приводятся фотографии картин износа статора (рисунок 1).

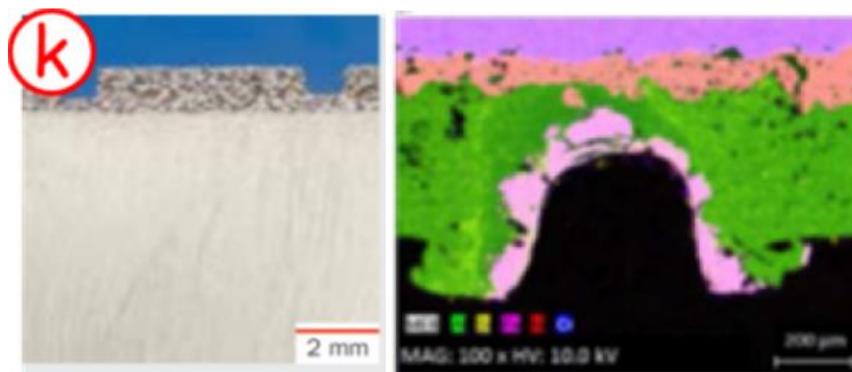


Рисунок 1 – Фотографии картин износа статора лабиринта [5]

Исходя из приведённых выше картин износа статора видно, что в зависимости от осевого перемещения ротора поверхность износа может повторять профиль гребешка или же иметь форму канавки. В статье [5] рассмотрено влияние различных форм канавок (прямоугольная, равнобедренная трапециевидальная, острая трапециевидальная, треугольная, эллиптическая) на характеристики лабиринтных уплотнений с применением CFD-моделирования, при этом отмечено удовлетворительное совпадение расчётных и имеющихся для некоторых вариантов геометрии экспериментальных данных.

## 3 Геометрические параметры и параметры CFD-модели лабиринтного уплотнения

В настоящей статье проведено сравнение результатов CFD-расчёта лабиринтного уплотнения с результатами расчётов по известным методикам. Для проведения анализа создана CFD-модель уплотнения, проверено её соответствие модели, приведённой в работе [5], по имеющимся в этой статье данным.

При исследовании расходной характеристики лабиринтного уплотнения рассмотрена трапециевидальная форма канавки изношенной части статора, как наиболее распространённая (рисунок 2).

При расчёте уплотнения варьировались геометрические параметры канавок износа для выявления их влияния на его расходные характеристики. Значения параметров представлены в таблице 1. При исследовании влияния любого параметра на расходную характеристику для других параметров взяты базовые значения (отмечены жирным шрифтом). Не приведённые в таблице 1 геометрические параметры и граничные условия одинаковы. Также было принято, что изнашивается только статор.

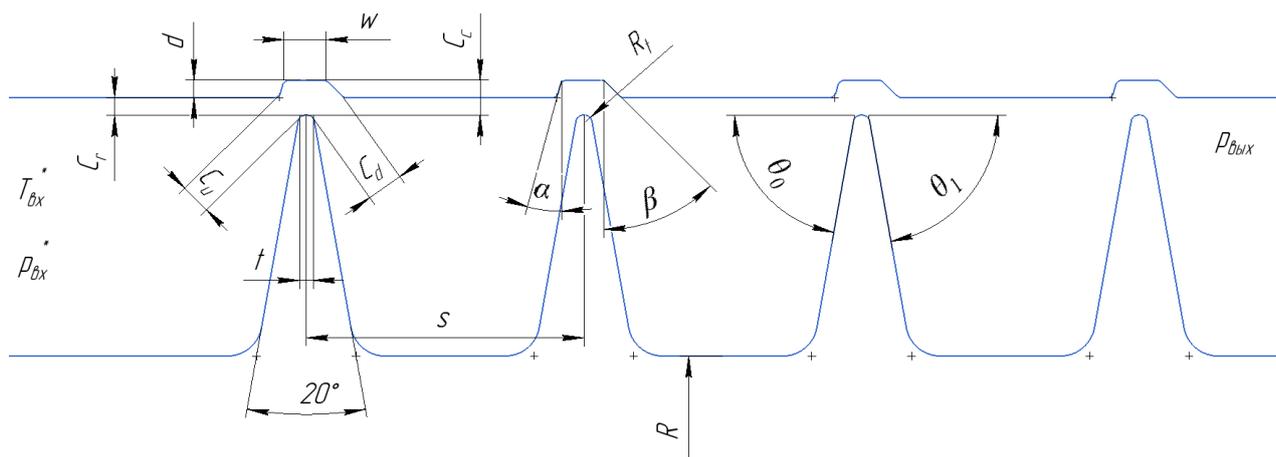


Рисунок 2 – Геометрические параметры лабиринтного уплотнения с износом статора:  
 $c_r$  – номинальный радиальный зазор;  $c_u, c_d$  – минимальный зазор до и за гребешком;  $t$  – толщина гребешка;  
 $R_t$  – радиус скругления гребешка;  $w$  – ширина канавки;  $d$  – глубина канавки;  $\alpha, \beta$  – углы стенок канавки;  
 $c_c$  – абсолютный радиальный зазор;  $\theta_0, \theta_1$  – углы наклона входной и выходной кромок гребешков;  $R$  – радиус ротора;  $T_{вх}^*$  – полная температура на входе;  $p_{вх}^*, p_{вых}$  – полное и статическое давление на входе и выходе из ЛУ

Таблица 1 – Значения геометрических параметров

Параметр	Обозначение, размерность	Значение
Ширина канавки	$w$ , мм	0,405; <b>0,608</b> ; 0,81
Глубина канавки	$d$ , мм	0,127; <b>0,254</b> ; 0,508
Номинальный зазор	$c_r$ , мм	<b>0,254</b> ; 0,127; 0; -0,127
Угол наклона гребешков	$\theta_0, \theta_1$ , °	<b>80,80</b> ; 120,50; 110,60; 90,80

После получения геометрической модели построена конечно-элементная модель (рисунок 3). В канавке и около гребешка сетка дополнительно загущалась для корректного расчёта течения через зазор. Общее количество элементов 156000. Для моделирования пристеночного слоя задавалось сгущение на стенках.

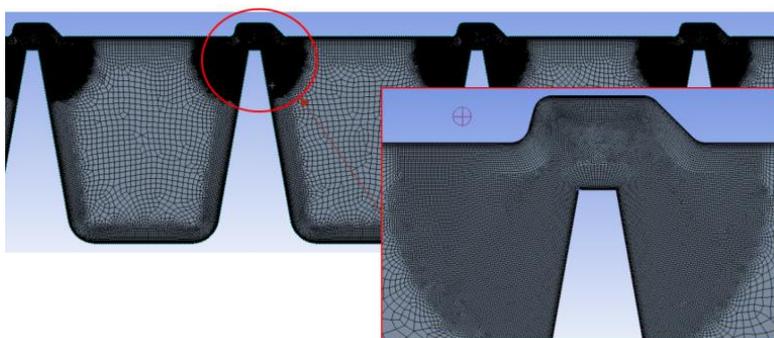


Рисунок 3 – Конечно-элементная модель ЛУ с износом

Параметры CFD-модели и параметры решателя:

- на inlet и outlet задаётся интенсивность турбулентности и гидравлический диаметр;
- в качестве рабочего тела берётся воздух с изменяемой по закону идеального газа плотностью и вязкостью, определяемой по закону Сазерленда;
- модель турбулентности  $k - \epsilon$  «realizable» с расширенными функциями стенок, уравнение энергии включено;
- алгоритм решателя pressure-based, axisymmetric;

– метод решения по схеме coupled, метод дискретизации leasts quares cell based для градиента, presto для давления, second-orderupwind для плотности и энергии, firstorderupwind для кинетической энергии и скорости диссипации;

– для определения сходимости контролировался расход воздуха на выходе из ЛУ.

Граничные условия:

–  $p_{вх}^* = 151987,5$  Па;

–  $p_{вых} = 101325$  Па;

–  $T_{вх}^* = 298$ К;

– радиус ротора лабиринтного уплотнения  $R = 80$  мм;

– частота вращения  $n = 0$  об/мин.

#### 4 Исследование влияния величины номинального зазора в уплотнении на расход воздуха

Результаты CFD-расчета уплотнения с базовыми значениями геометрических параметров (см. таблицу 1) приведены на рисунке 4.

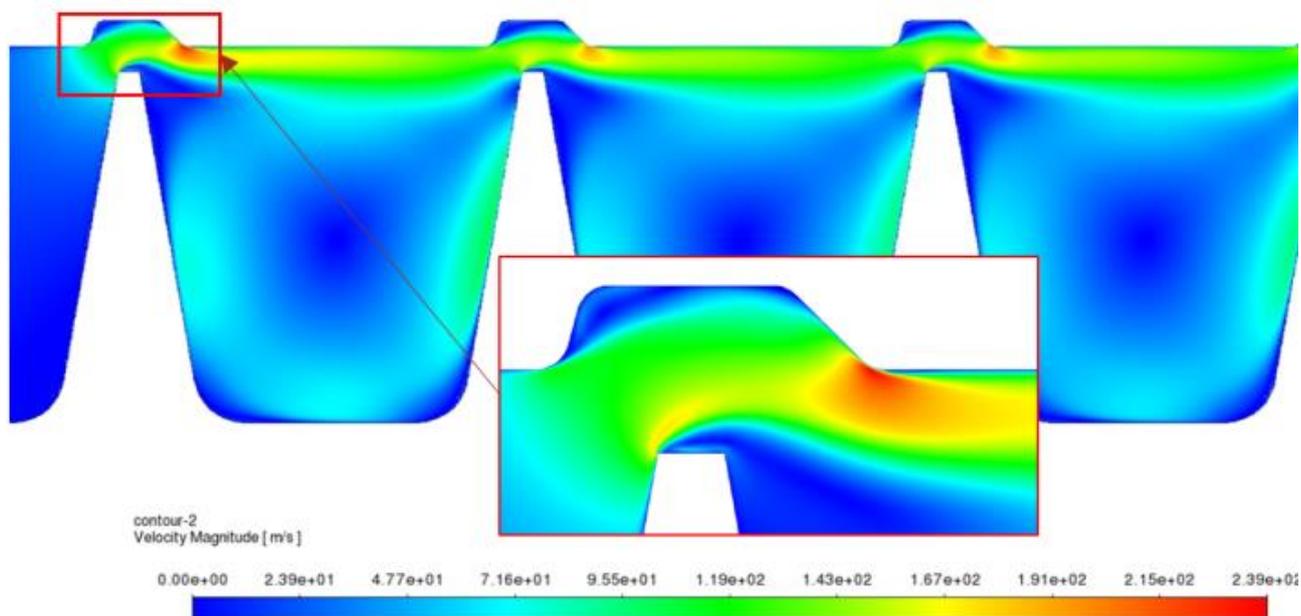


Рисунок 4 – Поле скоростей в уплотнении с канавками от износа при величине зазора  $C_r = 0,254$  мм

Из рисунка 4 видно, что наличие канавки влияет на поле скоростей в зазоре. Поток проходит через наиболее узкое сечение ( $C_u$ ), ударяется о стенку канавки и поворачивается. У выходной кромки канавки поток имеет наибольшую скорость, при этом наблюдается отрыв за входной кромкой гребешка. Износ влияет на проходное сечение и расход через лабиринт увеличивается. По сравнению с уплотнением без наличия канавки расход воздуха вырос на 30 % и составил 30,5 г/с.

Варьировалась величина номинального зазора в соответствии с таблицей 1. Результаты CFD-расчётов приведены на рисунке 5.

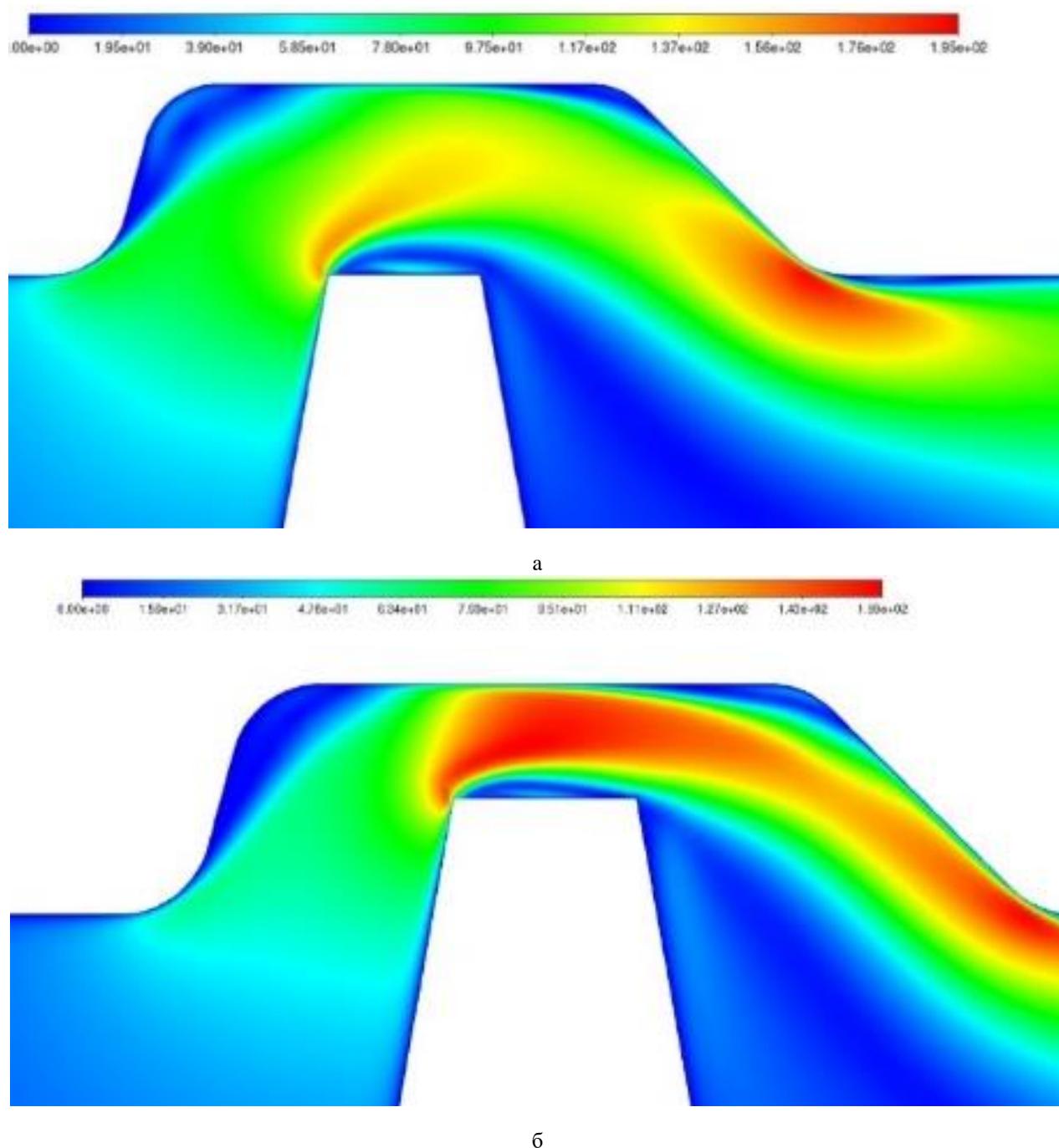


Рисунок 5 – Поле скоростей в уплотнении с износом  
 а –  $C_r = 0$  мм; б –  $C_r = -0,127$  мм

При уменьшении номинального зазора величина эффективного зазора также уменьшается, снижается и расход воздуха. При отрицательном зазоре максимальная скорость достигается над гребешком. Можно принять, что величина эффективного зазора в этом случае равна  $C_c$ .

Была проведена серия расчётов лабиринтных уплотнений с различными геометрическими параметрами с использованием CFD-модели и моделей Циммермана, Ходкинсона, из РТМ и ХПИ в рассмотренном диапазоне зазоров. На рисунке 6 показаны величины расхождений результатов расчёта расхода воздуха по различным методикам и при CFD-моделировании.

При уменьшении величины зазора расхождение результатов CFD-расчёта с моделью Циммермана возрастает и достигает 30 % при нулевом номинальном зазоре. Модель Ходкинсона при этом зазоре имеет заметно меньшее отклонение. Стоит отметить, что расход для этих двух моделей вычислялся по минимальной величине зазора, однако, как можно видеть из поля скоростей при  $C_r = 0$  мм (рисунок 5а), над гребешком наблюдается отрыв потока и струя сужается, то есть реальный расход воздуха должен быть меньше. При зазоре  $C_r \geq 0,254$  мм сужения потока не происходит, поскольку струя заходит в канавку и поворачивается там, отклонения по расходу будут меньше. При отрицательном же зазоре отрыв потока меньше, и расход будет определяться величиной абсолютного зазора. Лучший результат показал метод РТМ, ошибка по сравнению с CFD-расчётом при нулевом зазоре в пределах 10% (1,5 г/сек), при зазоре 0,254 мм – 2,5 %, при зазоре -0,127 мм – 7,8 %. Методика из ХПИ показала наихудшие результаты, так как при нулевом зазоре ошибка составила 57%.

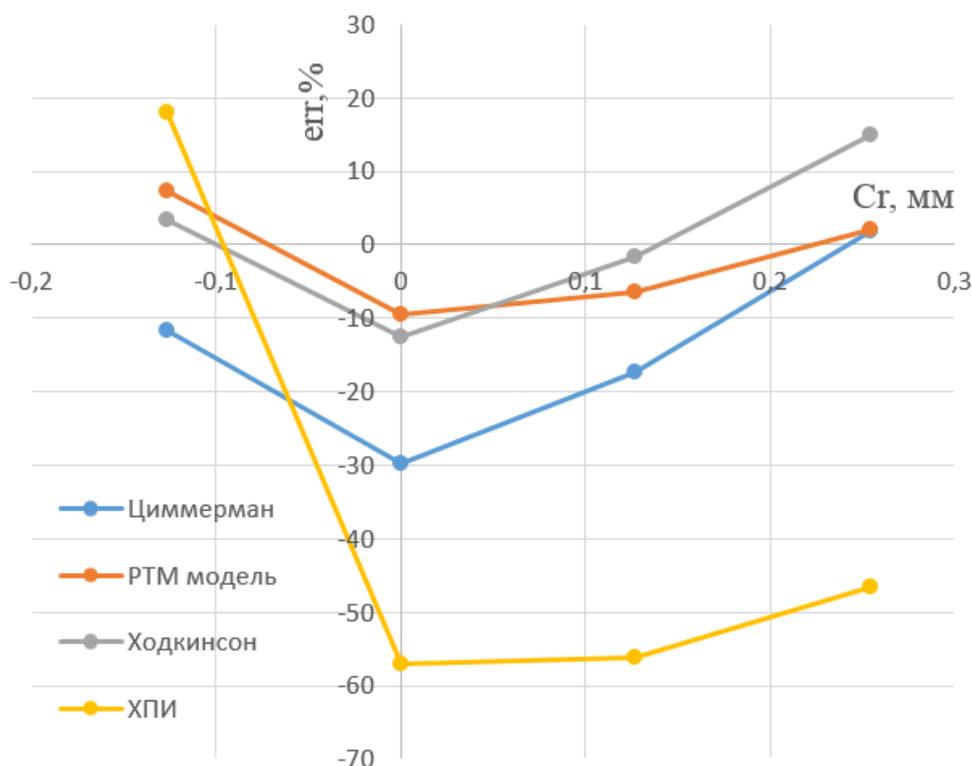


Рисунок 6 – Зависимость расхождения результатов расчёта расхода воздуха по аналитическим методикам и CFD-расчёту от величины номинального зазора

## 5 Исследование влияния ширины и глубины канавки износа на расход воздуха

В соответствии с таблицей 1 варьировались значения ширины и глубины канавки при  $C_r = 0,254$  мм, результирующие расходы приведены на рисунке 7, а и б. Максимальное отклонение расхода при изменении ширины канавки по модели Циммермана – 3,4%, по РТМ – 13%, а по модели Мартина – 32%. Максимальное отклонение расхода при изменении глубины канавки по модели Циммермана – 2,3%, по РТМ – 7,8%, по модели Мартина – 33,6%.

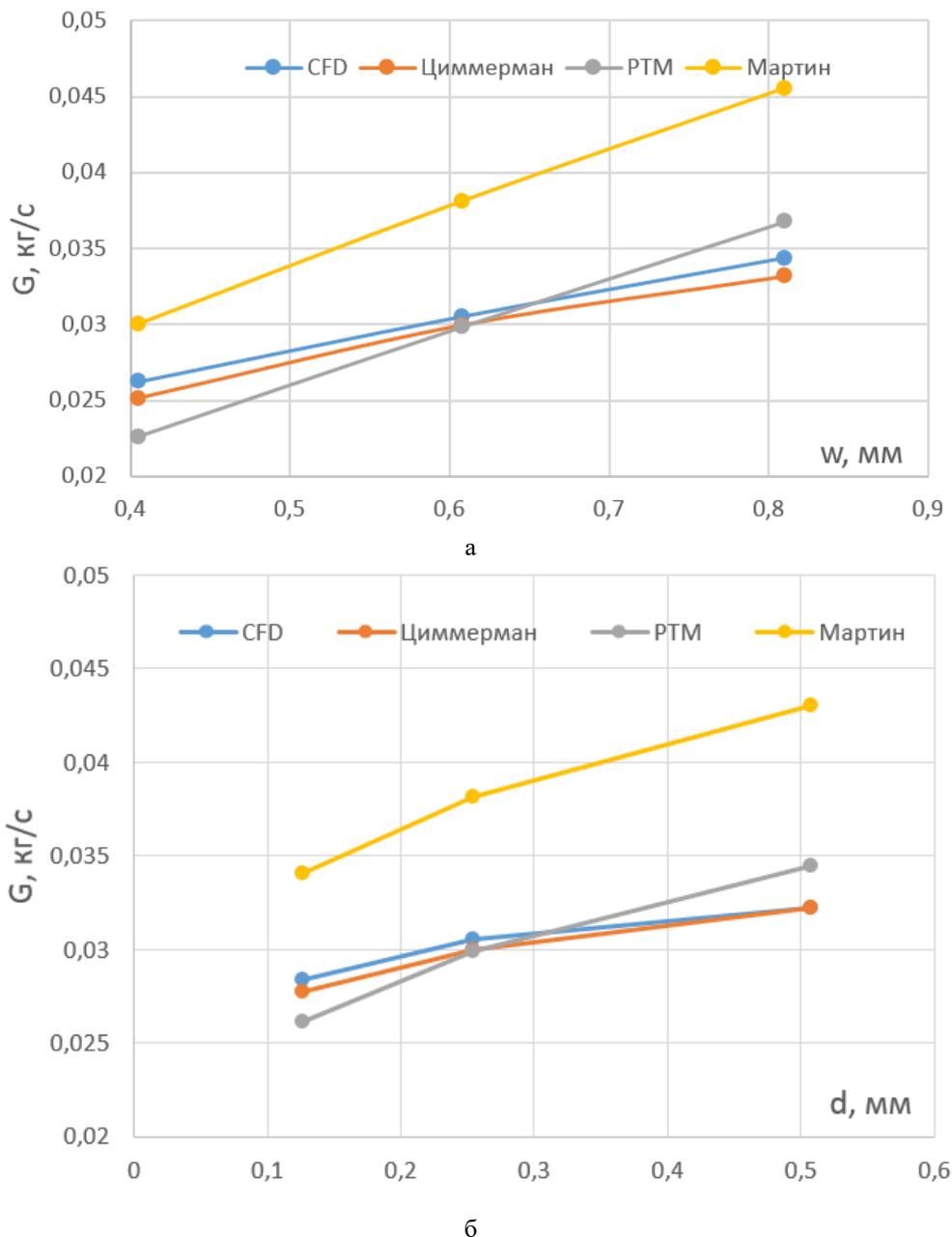


Рисунок 7 – Зависимость расхода воздуха через лабиринтное уплотнение от параметров а – ширина канавки; б – глубина канавки

Из двух рассмотренных случаев видно, что модель Циммермана показывает минимальную ошибку, однако такая точность имеется только при положительной величине зазора  $C_7$ . При отрицательном зазоре (когда гребешок лабиринта входит в канавку) ошибка значительно увеличивается. Расчёт по модели РТМ показывает противоположные результаты, при малых зазорах точность удовлетворительная, а при большом зазоре расхождение становится более значительными. Расхождение РТМ с CFD-расчётом обусловлено тем, что при большой глубине канавки сужения потока как такового не наблюдается (рисунок 8). Также можно видеть, что поток не заходит практически в большую часть канавки, это также подтверждает предположение о том, что расход воздуха необходимо рассчитывать по минимальному сечению.

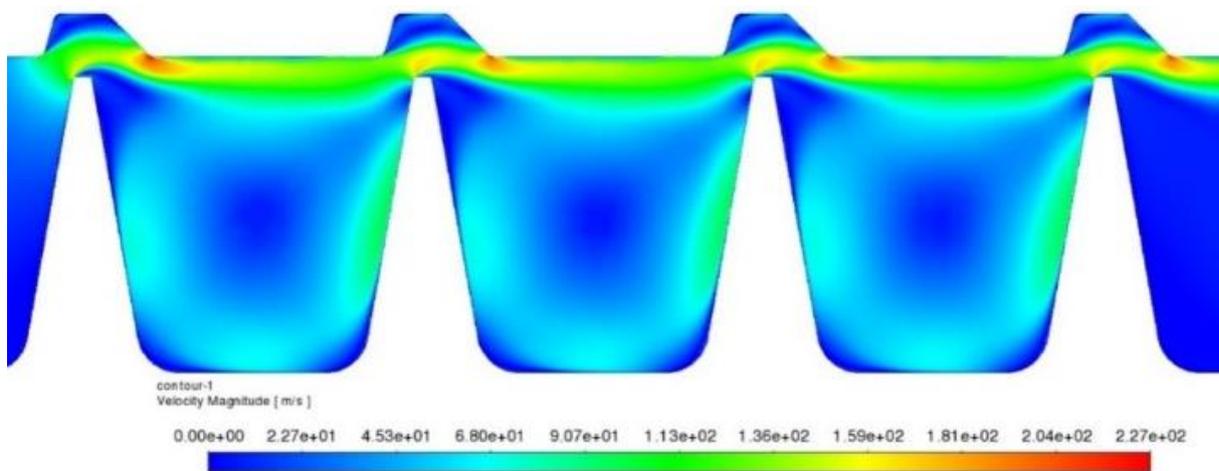


Рисунок 8 – Поле скоростей в уплотнении с износом ( $d = 0,508$  мм)

### 6 Исследование влияния угла наклона гребешков уплотнения на расход воздуха

Помимо положения гребешка варьировался также угол наклона стенок гребешка  $\theta_1$  и  $\theta_0$  в соответствии с таблицей 1. Расчёты проводились для двух номинальных зазоров ( $C_r = 0$  мм и  $C_r = 0,254$  мм). Приведено сравнение результатов расчётов при использовании CFD-модели и полуэмпирических моделей, на рисунке 9 приведены результаты расчётов расхода воздуха при изменении угла наклона входной стенки гребешка.

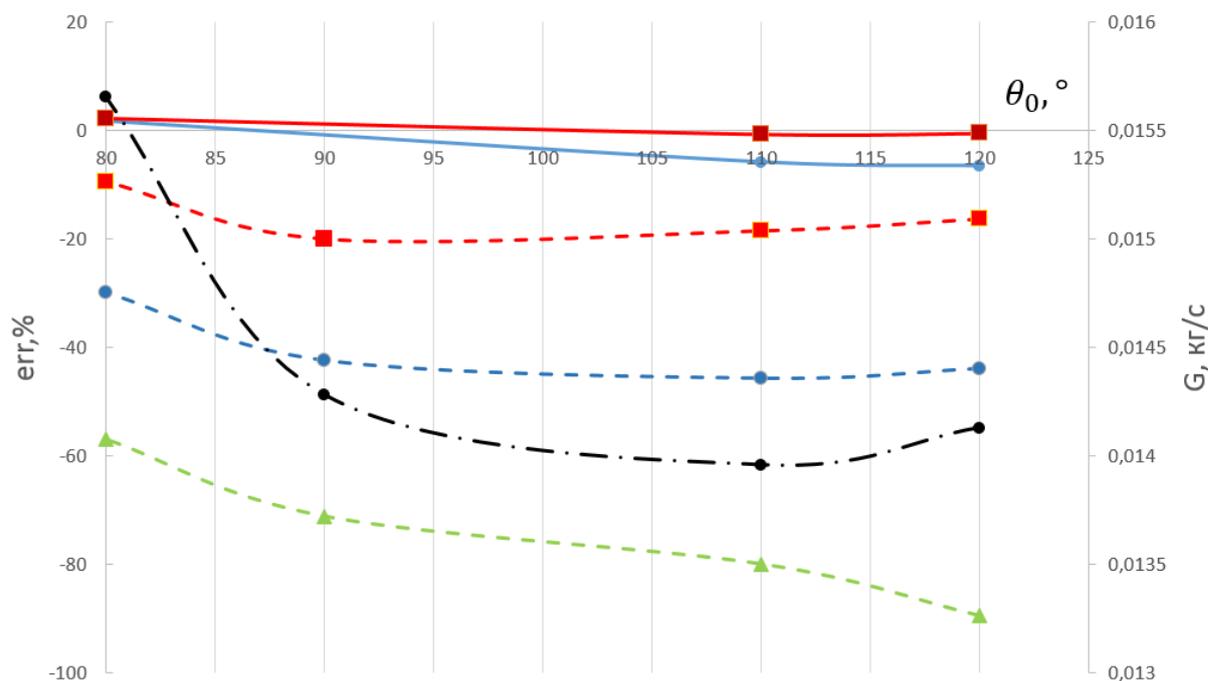


Рисунок 9 – Зависимость величин ошибки и расхода воздуха от угла наклона входной стенки гребешка:  
 —●— результаты расчёта расхода воздуха (CFD-модель); —●— расхождение расчётных данных с применением CFD-модели и модели Циммермана при  $C_r = 0,254$  мм; —■— расхождение расчётных данных с применением CFD-модели и модели РТМ при  $C_r = 0,254$  мм; —▲— расхождение расчётных данных с применением CFD-модели и модели ХПИ при  $C_r = 0$  мм; —■— расхождение расчётных данных с применением CFD-модели и модели РТМ при  $C_r = 0$  мм; —●— расхождение расчётных данных с применением CFD-модели и модели Циммермана при  $C_r = 0$  мм

Как и для предыдущих конфигураций, при величине зазора 0,254 мм погрешность для двух моделей минимальна (для Циммермана – 7%, для РТМ – 2,1%). При уменьшении зазора погрешность значительно увеличивается и находится для модели Циммермана в пределах 30–45%, а для РТМ – 10–20%. ХПИ имеет гораздо большую погрешность – 60–90%. Однако следует заметить, что при изменении угла входной стенки гребешка в приведённом диапазоне изменение расхода воздуха происходит в пределах 1,5 г/сек (10 % от базовой компоновки). Можно сделать вывод о том, что влияние угла наклона гребешков на характеристики уплотнения незначительно.

## 7 Рекомендации по использованию расчётных моделей

Для уменьшения погрешности расчётов при использовании модели Циммермана для нулевых и отрицательных номинальных зазоров предлагается модернизация модели. В исходной версии расход определяется по площади минимального зазора между ротором и статором. В изменённой версии зазор берётся с учётом сужения струи (как в РТМ-модели), то есть вводится коэффициент  $\mu_0$ . Таким образом, берётся так называемый эффективный зазор. При такой модификации модели Циммермана погрешность для  $C_r = 0$  мм меньше 11% при различной конфигурации гребешков. Для других расчётных вариантов при изменении величины зазора модель работает лучше РТМ-модели. Однако при положительном номинальном зазоре сужение струи не следует учитывать, так как ошибка возрастает на 20–30%, в этом случае влияние отрыва потока над гребешком на расход воздуха незначительное.

## Заключение

Наличие канавок в изнашиваемом покрытии корпуса, возникающих от врезания гребешков лабиринтных уплотнений, значительно влияет на их расходные характеристики. Проведённые исследования позволили выявить степень расхождения расчётных результатов с использованием ряда применяемых полуэмпирических моделей и CFD-модели, имеющей наилучшую сходимость с экспериментальными данными. Анализ результатов расчёта расхода воздуха через уплотнение при изменении геометрических параметров уплотнения и канавки износа от врезания гребешка позволил выявить наиболее достоверную модель для каждого расчётного случая и разработать рекомендации для выбора величины эффективного зазора. Для повышения достоверности расчётов предложено модернизировать модель Циммермана с учётом подхода, применённого в работе [14].

Исходя из перечисленного выше, можно сделать вывод о том, что для корректного расчёта уплотнений с учётом износа необходимо использовать 3 модели, которые берут за основу подход Мартина. Для положительных зазоров следует применять модель Циммермана, для нулевых и отрицательных зазоров – модифицированную модель Циммермана или РТМ.

Далее эти модели необходимо интегрировать в комплекс программ для совместного гидравлического и термомеханического расчёта авиационного двигателя. При каждом шаге расчёта для конкретного взаимного положения гребешков лабиринта и статора, а также геометрических параметров канавок от врезания гребешков (при их наличии) будет использоваться рекомендуемая модель и выбираться величина эффективного зазора.

## Список использованных источников

1. Основы конструирования, производства и эксплуатации авиационных газотурбинных двигателей и энергетических установок в системе CALS-технологий. Кн.1: Конструкция и прочность ГТД и ЭУ/ Н. Н. Сиротин, А. С. Новиков, А. Г. Пайкин, А. Н. Сиротин. – Москва : Наука, 2011. – 1087 с.

2. Tisarev, A. Calculation of Labyrinth Seals in the Secondary Air System of Aircraft Engine / A. Tisarev, S. Falaleev, A. Vinogradov // *The Open Mechanical Engineering Journal*. – 2014, 8. – С. 482-488.
3. Stodola, A. Steam and Gas Turbines (translated by Loewenstein, L. C.) / A. Stodola, P. Smith. – New York, 1945. – vol. 1. – 592p.
4. Голубев, А. И. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Л. А. Кондаков, А. И. Голубев, В. Б. Овандер, В. В. Гордеев, Б. А. Фурманов, Б. В. Кармугин; под общ. ред. А. И. Голубева, Л. А. Кондакова. – Москва : Машиностроение, 1994. – 448 с.
5. Dogu, Y. Labyrinth seal leakage degradation due to various types of wear [Text] / Y. Dogu, M. C. Sertçakan, K. Gezer, M. Kocagül, E. Arican, M. S. Ozmusul // *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Volume 5A: Heat Transfer*. Seoul, South Korea. – June 13-17, 2016. – GT2016-57944, V05AT15A033.
6. Gamal, A. J. M. Labyrinth seal leakage tests: tooth profile, tooth thickness, and eccentricity effects / A. J. M. Gamal, J. M. Vance // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. – 2008. – vol. 130, no. 1, article 012510.
7. Rhode, D. L. Measurement and visualization of leakage effects of rounded teeth tips and rub-grooves on stepped labyrinths [Text] / D. L. Rhode, B. F. Allen // *Proceedings of the ASME 1999 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. Volume 3: Heat Transfer; Electric Power; Industrial and Cogeneration*. – June 7–10, 1999. – 99-GT-377, V003T01A092.
8. Szymanski, A. Evaluation of leakage through labyrinth seals with analytical models [Text] / A. Szymanski, S. Dykas // *Task quarterly*. – 2019. – vol. 23, №1. – pp. 61-73.
9. Martin, H. M. Labyrinth Packings / H. M. Martin // *Engineering*. – 1908. – vol. 85. – pp. 35-36.
10. Hodkinson, B. Estimation of the Leakage through a Labyrinth Gland / B. Hodkinson // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. – 1939. – vol.141. – pp. 283-288.
11. Egli, A. The Leakage of Steam through Labyrinth Seals / A. Egli // *Transactions of the ASME* – 1935. – pp. 115-122.
12. Zimmerman, H. Performance of Worn Labyrinth Seals [Text] / H. Zimmerman, A. Kammerer, K. H. Wolff // *Proceedings of the ASME 1994 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. Volume 1: Turbomachinery*. – June 13–16, 1994. – 94-GT-131, V001T01A042.
13. Zimmerman, H. Air System Correlations Part 1: Labyrinth Seals [Text] / H. Zimmerman, K. H. Wolff // *Proceedings of the ASME 1998 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. Volume 4: Heat Transfer; Electric Power; Industrial and Cogeneration*. – June 2–5, 1998. – 98-GT-206, V004T09A048.
14. РТМ 108.020.33-86. Уплотнения лабиринтные стационарных паровых и газовых турбин и компрессоров [текст] : издание официальное : утверждён указанием Министерства энергетического машиностроения от 17.12.86 № СЧ-002/9407 : взамен РТМ 24.020.33—75 : введён как рекомендуемый : дата введения 87-07-01/ разработан и внесён НПО ЦКТИ. – 1988. – 73 с.
15. Капинос, В. М. Тепловые процессы в высокотемпературных аппаратах и конструкциях. Метод и программа расчета систем охлаждения: отчет о научно-исследовательской работе / В. М. Капинос, А. Ф. Слитенко. – Харьков : ХПИ им В.И. Ленина, 1983. – 75 с.
16. Vakili, A. D. An Experimental and Numerical Study of Labyrinth Seal Flow / A. D. Vakili, A. J. Meganathan, M. Michaud, S. Radhakrishnan // *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea, and Air. Volume 3: Turbo Expo 2005, Parts A and B*. – June 6–9, 2005. – GT2005-68224. – pp. 1121-1128.
17. Soemarwoto, B. I. Performance Evaluation of Gas Turbine Labyrinth Seals Using Computational Fluid Dynamics / B. I. Soemarwoto, J. C. Kok, K. M. J. de Cock, A. B. Kloosterman, G. A. Kool, J. F. A. Versluis // *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air. Volume 4: Turbo Expo 2007, Parts A and B*. – May 14–17, 2007. – GT2007-27905. – pp. 1207-1217

## Influence of worn on flow characteristics of aircraft engine labyrinth seals

<b>A. A. Matveev</b>	Engineer; Samara National Research University, Samara; vut.13@mail.ru
<b>A. Yu. Tisarev</b>	Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Construction and Design of Aircraft Engines; Samara National Research University, Samara; ay.tisarev@uec-kuznetsov.ru
<b>S. V. Falaleev</b>	Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of the Department of Construction and Design of Aircraft Engines; Samara National Research University, Samara; falaleev.sv@ssau.ru
<b>K. A. Mironova</b>	Postgraduate Student; Samara National Research University, Samara; ka.bedenko@uec-kuznetsov.ru

*Labyrinth seals are currently the most common type of sealant in aircraft engines. The article proposes an approach to take into account the value of their cutting into the stator part when determining the air flow rate. The comparison of the results of calculation of characteristics of labyrinth seals taking into account cutting of seal combs into the stator part with the use of semi-empirical and numerical models is carried out. The nature of the change in air flow through the seal is revealed when the geometric parameters of the grooves in the stator part change as a result of wear of the actuated coating when the ridge of the labyrinth seal is inserted. The most effective semi-empirical models for calculating the characteristics of such seals for various wear patterns and gap sizes are proposed, as well as recommendations for their modernization to improve the accuracy of calculations.*

**Keywords:** labyrinth seal; clearance; air flow; cutting-in; wear

**Citation:** Matveev, A. A., Tisarev, A. Yu., Falaleev, S. V. and Mironova K. A. (2024), "Influence of worn on flow characteristics of aircraft engine labyrinth seals", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 1, pp. 7-20. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-1-7-20. (In Russian; abstract in English).

---

### References

1. Sirotin, N. N., Novikov, A. S., Paikin, A. G. and Sirotin, A. N. (2011), *Osnovy konstruirovaniya, proizvodstva i ekspluatatsii aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok v sisteme CALS-tehnologiy. Kn.1: Konstruktsiya i prochnost' GTD i EU* [Fundamentals of Design, Production and Operation of Aviation Gas Turbine Engines and Power Plants in the System of CALS-technologies. Book 1: Design and Strength of Gas-Turbine Engines and Power Plants], Moscow, Russia. (In Russian).
2. Tisarev, A., Falaleev, S. and Vinogradov, A. (2014), "Calculation of Labyrinth Seals in the Secondary Air System of Aircraft Engine", *The Open Mechanical Engineering Journal*, vol. 8, pp. 482-488.
3. Stodola, A and Smith, P. (1945), *Steam and Gas Turbines* (translated by Loewenstein, L. C.), New York, vol. 1, 592 p.
4. Golubev, A. I., Kondakov, L. A., Ovander, V. B., Gordeev, V. V., Furmanov, B. A. and Karmugin, B. V. (1994), *Uplotneniya i uplotnitel'naya tekhnika: Spravochnik* [Seals and sealing technology : Reference book], Mashinostroenie, Moscow, Russia. (In Russian).
5. Dogu, Y., Sertçakan, M. C., Gezer, K., Kocagül, M., Arican, E. and Ozmusul, M. S. (2016), "Labyrinth seal leakage degradation due to various types of wear", *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Volume 5A: Heat Transfer*, Seoul, South Korea, June 13–17, GT2016-57944, V05AT15A033.

6. Gamal, A. J. M. and Vance, J. M. (2008), "Labyrinth seal leakage tests: tooth profile, tooth thickness, and eccentricity effects", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 130, no. 1, article 012510.
7. Rhode, D. L. and Allen, B. F. (1999), "Measurement and visualization of leakage effects of rounded teeth tips and rub-grooves on stepped labyrinths", *Proceedings of the ASME 1999 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. Volume 3: Heat Transfer; Electric Power; Industrial and Cogeneration*, Indianapolis, Indiana, USA, June 7–10, 99-GT-377, V003T01A092.
8. Szymanski, A. and Dykas, S. (2019), "Evaluation of leakage through labyrinth seals with analytical models", *Task quarterly*, vol. 23, no.1, pp. 61-73.
9. Martin, H. M. (1908), "Labyrinth Packings", *Engineering*, vol. 85, pp. 35-36.
10. Hodkinson, B. (1939), "Estimation of the Leakage through a Labyrinth Gland", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, vol.141, pp. 283–288.
11. Egli, A. (1935), "The Leakage of Steam through Labyrinth Seals", *Transactions of the ASME*, pp. 115-122.
12. Zimmerman, H., Kammerer, A. and Wolff, K. H. (1994), "Performance of Worn Labyrinth Seals", *Proceedings of the ASME 1994 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. Volume 1: Turbomachinery*, The Hague, Netherlands, June 13–16, 94-GT-131, V001T01A042.
13. Zimmerman, H., Wolff, K. H. (1998), "Air System Correlations Part 1: Labyrinth Seals", *Proceedings of the ASME 1998 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. Volume 4: Heat Transfer; Electric Power; Industrial and Cogeneration*, Stockholm, Sweden, June 2–5, 98-GT-206, V004T09A048.
14. Technical guidance material 108.020.33-86 (1988), *Uplotneniya labirintnye statsionarnyykh parovykh i gazovykh turbin i kompressorov* [Labyrinth seals for stationary steam and gas turbines and compressors], NPO TsKTI [Polzunov Research and Production Association for Research and Design of Power Equipment], 73 p.
15. Kapinos, V. M. and Slitenko, A. F. (1983), *Teplovye protsessy v vysokotemperaturnyykh apparatakh i konstruktsiyakh. Metod i programma rascheta sistem okhlazhdeniya: otchet o nauchno-issledovatel'skoy rabote* [Thermal processes in high-temperature apparatuses and structures. Method and program for calculation of cooling systems: report on research work], V. I. Lenin Kharkiv Polytechnic Institute of the Order of Lenin, Kharkov, Russia, 75 p. (In Russian).
16. Vakili, A.D., Meganathan, A.J., Michaud and Radhakrishnan M. (2005), "An Experimental and Numerical Study of Labyrinth Seal Flow", *Proceedings of ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea and Air*, Nevada, USA, June 6–9, GT2005–68224, pp. 1121–1128.
17. Soemarwoto, B. I., Kok, J. C., de Cock, K. M. J, Kloosterman, A. B., Kool, G. A. and Versluis, J. F. A. (2007), "Performance Evaluation of Gas Turbine Labyrinth Seals Using Computational Fluid Dynamics", *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air. Volume 4: Turbo Expo 2007, Parts A and B*, Montreal, Canada, May 14–17, GT2007-27905, pp. 1207-1217.



## Разработка эквивалентной модели демпферного кольца с учётом упругого контакта по выступам

**Ло Чэн** аспирант кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов;  
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара;  
clpe@mail.nwpu.edu.cn

**Д. К. Новиков** доктор технических наук, профессор, профессор кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов;  
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара;  
novikovdk\_ssau@mail.ru

**Д. С. Дилигенский** кандидат технических наук, доцент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов;  
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара;  
diligen@mail.ru

*Представлена разработка модели упругого кольца с учётом контактных явлений по выступам. В работе упругое демпферное кольцо моделируется набором прямых балок, соединённых шарнирами. Предложена методика расчёта средневзвешенной жёсткости участков кольца, содержащих выступы и гладкую упругую часть, которая необходима для дальнейшего расчёта жёсткости всего кольца.*

**Ключевые слова:** демпфер; упругое кольцо; жёсткость; балка

**Цитирование:** Чэн, Ло. Разработка эквивалентной модели демпферного кольца с учётом упругого контакта по выступам / Ло Чэн, Д. К. Новиков, Д. С. Дилигенский // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №1. – С. 21-28. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-1-21-28

---

### Введение

В большинстве авиационных двигателей используются упругие опоры как ключевая часть конструкции для снижения вибрации. Опоры, имеющие тонкостенные кольца с выступами по наружным и внутренним поверхностям, нашли широкое применение в авиационных ГТД различных стран. В данной статье представлена разработка модели упругого кольца с учётом контактных явлений по выступам. В работе упругое демпферное кольцо моделируется набором прямых балок, соединённых шарнирами.

Детальное распределение зон контакта выступов упругого кольца рассчитывается численным методом. На основании численных расчётов делается некоторое обобщение картины работы выступов упругих колец в целом, вне зависимости от числа выступов и прочих габаритов.

Предложена методика расчёта средневзвешенной жёсткости участков кольца, содержащих выступы и гладкую упругую часть, которая необходима для дальнейшего расчёта жёсткости всего кольца.

### 1 Краткое описание модели

В работе рассматривается демпфер с упругим кольцом. В известных работах [1–4] жёсткость упругого кольца обычно определялась либо путём численного моделирования с помощью программного обеспечения и фактических измерений компонентов, либо аналитически. При аналитическом подходе каждый сегмент упругого кольца обычно рассматривается как независимая, жёстко закреплённая балка [5, 6] в форме дуги или прямой, а затем жёсткость каждого сегмента балки складывается для получения общей величины жёсткости.

В настоящей работе представлено моделирование упругого кольца с учётом контактных явлений по выступам. Расчётная схема кольца, использованная для анализа, представлена на рисунке 1. Физический смысл геометрических параметров и их величины, принятые для расчётов, приведены в таблице 1.

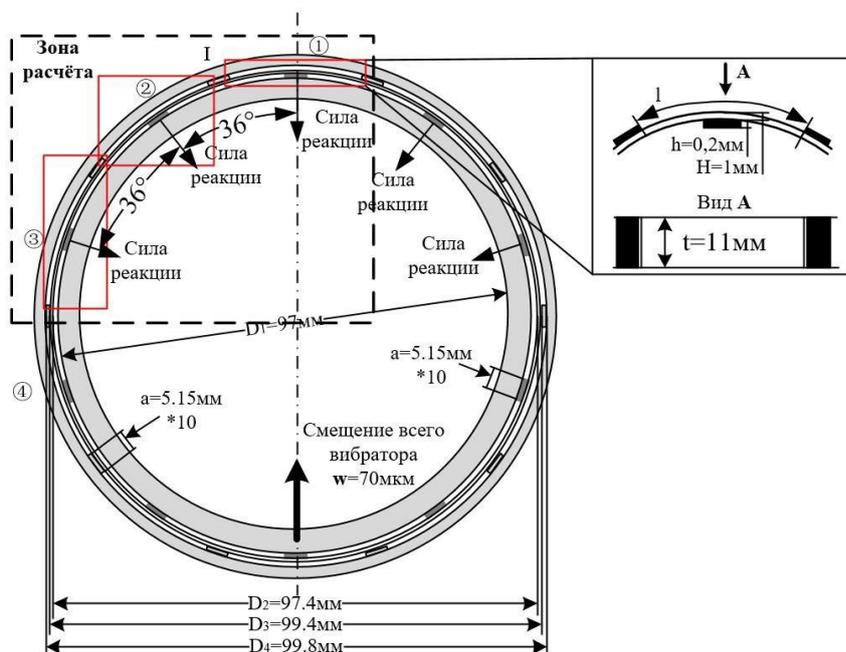


Рисунок 1 – Принципиальная схема поперечного сечения модели демпфера с упругим кольцом

Таблица 1 – Геометрические параметры упругого кольца

Обозначение параметра	Физический смысл	Величина
$D_1$	внутренний диаметр	97 мм
$D_2$	внутренний диаметр гладкой части кольца	97,4 мм
$D_3$	наружный диаметр гладкой части кольца	99,4 мм
$D_4$	наружный диаметр поперечного сечения упругого кольца демпфера	99,8 мм
$a$	ширина выступа	5,15 мм
$b$	длина упругой части кольца (рис.1-3).	10,3 мм
$l$	длина симметрической балки	25,75 мм
$H$	толщина кольца	1 мм
$h$	высота выступа	0,2 мм
$w$	заданная начальная деформация	70 мкм
$t$	ширина упругого кольца по оси	11 мм
$n$	число выступов упругого кольца	10



### 3 Схематизация упругого кольца

При исследовании упомянутой выше неразрезной балки основными параметрами, определяемыми при расчёте упругого кольца, являются концевые моменты и сила реакции в узле при деформации кольца (утолщения) за счёт перемещения наружного кольца подшипника.

Пунктирная линия в первой балке (①) является осью симметрии первой балки и всего кольца. Тёмно-серые прямоугольники обозначают внутренние выступы, которые соприкасаются с внешним кольцом. Светло-серые прямоугольники (к ним примыкают шарниры) обозначают внешние выступы, соприкасающиеся с наружным кольцом. Длина выступа обозначается, как и на рисунке 1, буквой  $a$ . Чёрные прямоугольники представляют собой гладкую упругую часть кольца без выступов длиной  $b$ . Сегмент I между ① и ② является внешним выступом. Из рисунка 2 видно, что оба края внешнего выступа соприкасаются с внешним кольцом (выделены прямоугольными рамками).

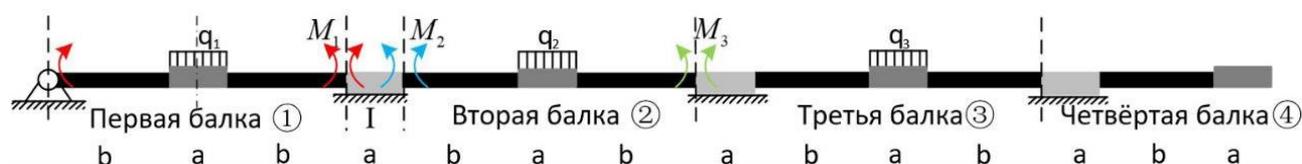


Рисунок 3 – Принципиальная схема упругого кольца, смоделированного в виде прямой неразрезной многоопорной балки

Поскольку внутренний выступ четвёртой балки упругого кольца расположен в нижней полуокружности, никакого давления на него не оказывается, поэтому он действует только как продолжение третьей балки упругого кольца при повороте относительно шарнира.

Такая система является статически неопределимой многоопорной балкой, в которой число неизвестных усилий и моментов больше количества уравнений статики. Основным приёмом раскрытия статической неопределимости является применение дифференциального уравнения изогнутой оси балки и его интегрирование.

Для этого необходимо исходную неразрезную статически неопределимую балку заменить на статически определимую балку, называемую основной [8, 9], расположив в опорных сечениях шарниры (рисунок 4). При этом в них возникнут добавочные неизвестные опорные моменты  $M_1$ ,  $M_2$  и  $M_3$  над промежуточными опорами. Эти моменты, а также распределённые нагрузки  $q_1$ ,  $q_2$  и  $q_3$ , приложенные к наружным выступам, определяются на основании решения статически определимой задачи. Методика их расчёта достаточно сложна и громоздка, поэтому в данной статье не приведена. Изгибающие моменты с обеих сторон равны и противоположны по знаку. Опорными сечениями будут являться концы внутренних выступов упругих колец.

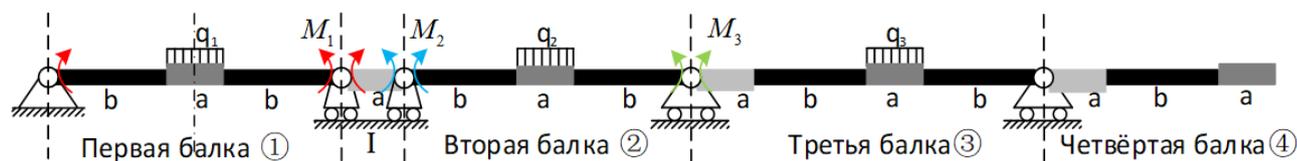


Рисунок 4 – Принципиальная схема модели первого сектора, состоящего из прямых балок (основная система)

Основная балка должна быть спроектирована таким образом, чтобы суммарные перемещения или деформации в шарнирах были равны нулю. Такое условие можно составить для

каждой из промежуточных опор и, значит, написать столько добавочных уравнений, сколько мы имеем неизвестных опорных моментов.

#### 4 Разработка методики определения средневзвешенной изгибной жёсткости кольца

При расчёте отклонения  $y$  и угла поворота  $\theta$  используется известное уравнение для упругой линии балки при изгибе [8,9]

$$\frac{d^2y}{dx^2} = -\frac{M}{EI}$$

где  $E$  – модуль упругости,  $I$  – момент инерции сечения балки при изгибе.

Интегрируя последовательно это уравнение, получим для  $\theta$  и  $y$  следующие выражения:

$$\begin{cases} \theta = \frac{dy}{dx} = -\int \frac{M}{EI} dx + C; \\ y = \int \theta dx = \int \left(-\int \frac{M}{EI} dx\right) dx + Cx + D, \end{cases} \quad (1)$$

где  $C$  и  $D$  – константы интегрирования, определяемые из граничных условий. Например, граничное условие для двухопорной балки на шарнирных опорах имеет вид: при  $x = 0$ ,  $\theta = 0$  и  $y = 0$ . Отсюда получаем значения для констант интегрирования:  $C = 0$  и  $D = 0$ .

Известно, что изгибающий момент равен распределённой нагрузке  $q$ , умноженной на квадрат длины  $l$  и  $c$  – константу, определяемую в процессе вычислений ( $M = cql^2$ ). Подставляя выражение для момента в формулы (1), получим для угла поворота и перемещения следующие выражения:

$$\begin{cases} EI\theta = c_{\theta}ql^3; \\ EIy = c_yql^4, \end{cases}$$

где  $c_{\theta}$  и  $c_y$  – константы, генерируемые в процессе вычислений.

Определим моменты инерции гладкого участка кольца и участка с выступом. Очевидно, что для гладкого участка кольца момент инерции (рисунок 5) имеет вид

$$I = tH^3/12, \quad (2)$$

а для участка с выступом

$$I = t(H + h)^3/12. \quad (3)$$

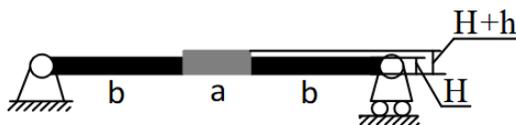


Рисунок 5 – Детальное распределение зон контактов по выступам упругих колец

Дальнейшие расчёты для одного сектора, содержащего гладкий участок с выступом, удобно вести с помощью арифметически средневзвешенной величины, определяемой известным уравнением:

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n \omega_i x_i}{\sum_{i=1}^n \omega_i} = \frac{\omega_1 x_1 + \omega_2 x_2 + \dots + \omega_n x_n}{\omega_1 + \omega_2 + \dots + \omega_n},$$

где  $x_1, \dots, x_n$  – набор чисел с весами  $\omega_1, \dots, \omega_n$ . По аналогии для изгибной жёсткости определим её средневзвешенную величину следующим соотношением:

$$(EI) = \frac{(2b)^4(EI)_H + a^4(EI)_{H+h}}{(2b)^4 + a^4}, \quad (4)$$

где в качестве значений весов для величин изгибной жёсткости примем длины отрезков различной толщины.

Выражение (4) позволяет описать балку с выступом как балку с постоянным сечением с использованием всего одного выражения.

Принимая для материала кольца  $E = 2,11 \cdot 10^{11}$  Па, получим для изгибной жёсткости гладкого участка согласно формуле (2)  $(EI)_H = 0,1934H \cdot \text{м}^2$ , а для участка с выступом согласно формуле (3)  $(EI)_{H+h} = 0,3342H \cdot \text{м}^2$ .

Средневзвешенные жёсткости первой балки ① и второй балки ②, показанных на рисунке 4, определяются следующим образом:

$$(EI)_1 = (EI)_2 = \frac{(2b)^4(EI)_H + a^4(EI)_{H+h}}{(2b)^4 + a^4} = 0,1939 \text{ Н} \cdot \text{м}^2.$$

Средневзвешенная жёсткость третьей балки ③ на рисунке 4:

$$(EI)_3 = \frac{(2b)^4(EI)_H + (2a)^4(EI)_{H+h}}{(2b)^4 + (2a)^4} = 0,2017 \text{ Н} \cdot \text{м}^2.$$

### Заключение

1. Проведением численных расчётов показано, что зона контакта по выступам достаточно узкая и практически вырождается в прямую линию, что даёт возможность представить прямую балку, расположенную между выступами, как балку с закреплёнными концами.

2. Заменой дугообразных колец моделями прямых балок расчёт жёсткости упругих колец преобразуется в простую задачу классической механики.

3. Введено понятие средневзвешенной величины изгибной жёсткости, которая позволяет описать балку с выступом как балку с постоянным сечением с использованием всего одного выражения.

4. Рассчитаны средневзвешенные величины изгибной жёсткости для гладких участков колец и участков с выступами.

### Список использованных источников

1. Лобанов, В. К. Оценка демпфирующих свойств одного типа упругих опор ГТД. - Текст : электронный / В. К. Лобанов, А. Б. Хрусталева ; ответственный редактор А. И. Белоусов // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов : межвуз. сб. - Текст : электронный / М-во высш. и сред. спец. образования РСФСР, Куйбыш. авиац. ин-т им. С. П. Королева. – 1977. – Вып. 4. – С. 91-96
2. Леонтьев, М. К. Исследование характеристик упругих колец в опорах роторов газотурбинных двигателей [Текст] / М. К. Леонтьев, А. Г. Терешко // Вестник МАИ. – 2011. – Т.18, №3. – С. 135-146.
3. Wang, Z. Dynamic characteristics of elastic ring squeeze film damper [Text] / Z. Wang, Z. Liu, G. Zhang, // Industrial Lubrication and Tribology. – 2019. – vol. 71, №10. – pp. 1144-1151. DOI: 10.1108/ILT-04-2019-0125.

4. Кутаков, М. Н. Математические модели гидродинамических демпферов в задачах роторной динамики газотурбинных двигателей [Текст] / М. Н. Кутаков, С. А. Дегтярев, М. К. Леонтьев // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2017. – Т. 16, №1. – С. 115-128. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-115-128.
5. Вайсфельд, А. А. Основы строительной механики: учебное пособие / А. А. Вайсфельд. – Хабаровск, 2003. – 58 с.
6. Вей Пэйцзы. Метод расчета метода распределения изгибающих моментов при проектировании неразрезных фундаментных балок / Вей Пэйцзы // Строительство в Китае. – 2015. – по. 6. – С. 90-93.
7. Артёмов, Е. А. Экспериментальное и расчётное определение податливости упругих колец турбомашин [текст] / Е. А. Артёмов // Известия вузов. Авиационная техника. – 1965. – №2. – С. 48-55.
8. Беляев, Н. М. Сопротивление материалов: учебник / Н. М. Беляев. – Главная редакция физико-математической литературы издательства Наука, 1976. – 608 с.
9. Jing, Sun. A Simple Method to Solve the Problem of Beam deformed - Strange Function / Sun Jing // Журнал Хуайнаньского профессионально-технического колледжа. – 2004. – Т. 4, №3. – С. 100-101.

## Development of an equivalent model of a damping elastic ring considering elastic contact on bulges

**Luo Cheng** | Postgraduate Student of the Department of Construction and Design of Aircraft Engines;  
Samara National Research University, Samara;  
clpe@mail.nwpu.edu.cn

**D. K. Novikov** | Doctor of Science (Engineering), Professor, Professor of the Department of Construction and Design of Aircraft Engines;  
Samara National Research University, Samara;  
novikovdk\_ssau@mail.ru

**D. S. Diligenskiy** | Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Construction and Design of Aircraft Engines;  
Samara National Research University, Samara;  
diligen@mail.ru

*The study introduces a model of an elastic ring that takes into account contact conditions on bulges. The model represents the elastic damping ring as a series of straight beams connected by hinges. The methodology proposed herein calculates the average weighted stiffness of sections of the ring containing bulges and a smooth elastic part, which is essential for determining the overall stiffness of the entire ring.*

**Keywords:** damper; elastic ring; stiffness; beam

**Citation:** Cheng, Luo, Novikov, D. K. and Diligenskiy, D. S. (2024), "Development of an equivalent model of a damping elastic ring considering elastic contact on bulges", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 1, pp. 21–28. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-1-21-28. (In Russian; abstract in English).

---

### References

1. Lobanov, V. K. (1977) "Evaluation of damping properties of a type of elastic supports for gas turbine engines. Text: electronic", *Vibrational strength and reliability of engines and aircraft systems: interuniversity collection*, Text: electronic, in A. I. Belousov (ed.), Ministry of Higher and Secondary Special Education of the RSFSR, Kuibyshev Aviation Institute named after S. P. Korolev, no. 4., pp. 91-96.
2. Leontiev, M.K. (2011), "Investigation of characteristics of elastic rings in rotor supports of gas turbine engines" [Text], *Bulletin of MAI*, vol. 18, pp. 135-146.
3. Wang, Z., Liu, Z. and Zhang, G. (2019), "Dynamic characteristics of elastic ring squeeze film damper" [Text], *Industrial Lubrication and Tribology*, vol. 71, №10, pp. 1144-1151, DOI: 10.1108/ILT-04-2019-0125.
4. Kutakov, M.N. (2017), "Mathematical models of hydrodynamic dampers in rotor dynamics problems of gas turbine engines" [Text], *Bulletin of Samara University. Aerospace engineering, technologies and machine building*, vol. 16, no.1, pp. 115-128, DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-115-128.
5. Vaisfeld, A.A. (2003), *Osnovy stroitel'noy mekhaniki: uchebnoe posobie* [Fundamentals of Structural Mechanics: textbook], Khabarovsk, 58 p. (In Russian).
6. Wei Peizhi (2015), "Calculation method for distributing bending moments in the design of non-split foundation beams", *Construction in China*, no. 6, pp. 90-93. (In Chinese; abstract in English).
7. Artyomov, E. A. (1965), "Experimental and Calculated Determination of Elastic Turbomachinery", *Izvestiya VUZov. Aviation Technology*, no. 2, pp. 48-55. (In Russian).
8. Belyaev, N. M. (1976), *Soprotivlenie materialov: uchebnik* [Strength of Materials: textbook], Glavnaya redaktsiya fiziko-matematicheskoy literatury, Nauka [Main Editorial Office of Physical and Mathematical Literature, Science], 608 p. (In Russian).
9. Jing, Sun (2004), "A Simple Method to Solve the Problem of Beam deformed - Strange Function", *Journal of Huainan Vocational and Technical College*, vol. 4, no. 3, pp. 100-101. (In Chinese).



## Исследование прочностных параметров и динамических характеристик деталей ротора перспективного МГТД

- Д. В. Евдокимов** кандидат технических наук, доцент кафедры технологий производства двигателей, доцент кафедры сопротивления материалов, старший научный сотрудник НИЛ-2074; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; ведущий инженер АО «Авиаагрегат»; dmitry.evd.ssau@gmail.com
- Е. П. Филинов** кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов имени В. П. Лукачева, с.н.с. НИЛ-207, с.н.с «Передовая инженерная аэрокосмическая школа "Интегрированные технологии в создании аэрокосмической техники», старший научный сотрудник КБ-203 (Конструкторское бюро двигателестроения Самарского университета); Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; filinov@ssau.ru
- Д. Л. Скуратов** доктор технических наук, профессор; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара
- Я. А. Остапюк** научный сотрудник НИЛ-207, старший преподаватель кафедры теории двигателей летательных аппаратов имени В. П. Лукачева, научный сотрудник КБ-203 (Конструкторское бюро двигателестроения Самарского университета); Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара

*В представленной работе демонстрируется исследование, посвящённое оценке прочностных характеристик элементов ротора перспективного малоразмерного газотурбинного двигателя. Главной особенностью является то, что анализ напряжённо-деформированного состояния ротора двигателя проводится при учёте вибраций и резонансных частот. В свою очередь, оценка динамических характеристик элементов ротора была проведена с учётом условий их взаимного контакта. Материалы исследования, изложенные в данной статье, послужат для дальнейших итераций проектирования двигателя.*

**Ключевые слова:** прочность; колебания; ГТД; виброперемещения; напряжённо-деформированное состояние; резонанс; температурные поля; крыльчатка

**Цитирование:** Евдокимов, Д. В. Исследование прочностных параметров и динамических характеристик деталей ротора перспективного МГТД / Д. В. Евдокимов, Е. П. Филинов, Д. Л. Скуратов, Я. А. Остапюк // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №1. – С. 29–39. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-1-29-39

## **Введение**

Тенденция развития машиностроения характерна увеличением ресурса деталей и изделий в целом при росте нагрузок, приходящихся на них. Создание высоконагруженных узлов и агрегатов обеспечивается при появлении новых методик проектирования и развития элементов технологического обеспечения производства. Как результат творческой работы конструктора появляется всё большее количество сложнопрофильных деталей, изготовление которых зачастую сопровождается многими проблемами [1–3].

Исходя из этого, можно заключить, что разработка новых, более точных методик проектирования актуальна не только под фактором усложнения предпроизводственных этапов процесса проектирования, но и ввиду итеративного подхода со стороны производства, когда проблемы, возникающие при изготовлении изделия, вносят свои коррективы в его конструкцию [4].

Одним из примеров может послужить современный этап высокотехнологичного проекта «Организация высокотехнологичного производства промышленных ГТД с интеллектуальной системой конструкторско-технологической подготовки для повышения функциональных характеристик», где разработаны методы конструкторско-технологической подготовки производства деталей и узлов промышленных газотурбинных установок с учётом возможностей и ограничений технологий их аддитивного производства.

К этапам предпроизводственной разработки изделия можно отнести выбор базовой конструктивной схемы изделия и его дизайна, термодинамический и газодинамический расчёты, прочностной и частотный анализы.

В данной работе приводятся исследования, посвящённые частотному анализу ротора перспективного малоразмерного газотурбинного двигателя (МГТД), а также их влиянию на прочностные характеристики его составных компонентов. Кроме того, оценивается влияние каждого элемента ротора на величину частот собственных колебаний, ведь, как известно из работ [5, 6], сопряжённые друг с другом тела оказывают существенное влияние на собственные динамические характеристики.

Таким образом, главной задачей исследований стал поиск оптимальной величины рабочих частот вращения ротора, при которой несущая способность его элементов будет достаточной не только с позиции нагрузки от центробежной силы и силового и температурного воздействий со стороны рабочего тела, но также и с позиции соотношения собственных частот колебаний с величинами рабочих частот вращения.

При этом важным является учёт функциональных параметров изделия, в данном случае ротора малоразмерного газотурбинного двигателя, в виде величины рабочих частот вращения ротора, которые накладывают соответствующие ограничения на технологию его производства.

Повышенная сложность исследований была продиктована высокими конечными эксплуатационными характеристиками двигателя, что потребовало применения точных методик оценки исследуемых параметров. Так, например, оценка виброперемещений компонентов ротора на всём диапазоне рабочих частот вращения проводилась при учёте взаимного влияния между компонентами, где учитывались условия их контакта.

С видом исследуемого ротора МГТД можно ознакомиться на рисунке 1.

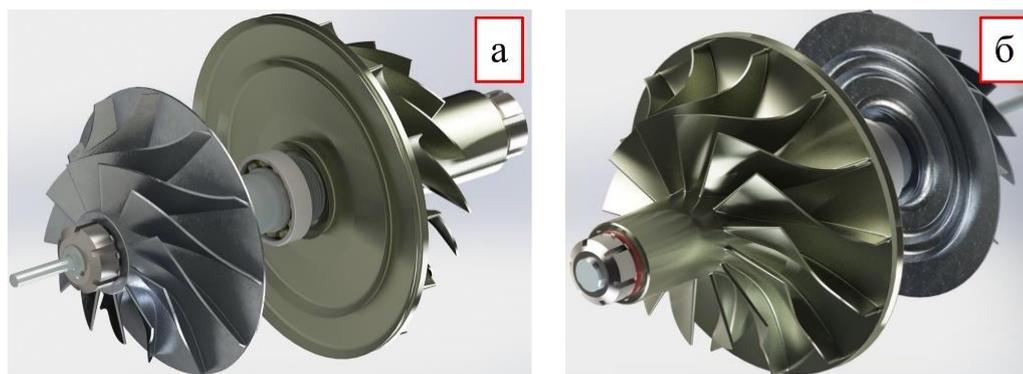


Рисунок 1 – Общий вид ротора малоразмерного газотурбинного двигателя со стороны рабочего колеса компрессора (а) и рабочего колеса турбины (б)

### 1 Анализ напряжённо-деформированного состояния основных элементов ротора

Начальным этапом исследований стал проведённый анализ напряжённо-деформированного состояния рабочих колёс турбины и компрессора, а также вала ротора. Для первого этапа было достаточным оценить коэффициент запаса по прочности в постановке статического нагружения. Для этой цели была разработана конечно-элементная модель ротора, где в качестве исходных данных выступили: условия контакта элементов ротора и их кинематика; силовые и температурные нагрузки, вызванные воздействием на детали ротора потока рабочего тела; монтажные условия вала ротора, вращающегося на подшипниках качения; физико-механические и теплофизические характеристики материалов, куда входят данные, описывающие поведение материалов виртуальных компонентов конечно-элементной модели ротора в эластичной и пластической зонах нагружения, а также их разрушение [7–9].

Разработанная конечно-элементная модель ротора в сборе представлена на рисунке 2, где в его состав входят рабочие колёса компрессора и турбины, вал, подшипники, а также гайки, контровочные шайбы и втулки.

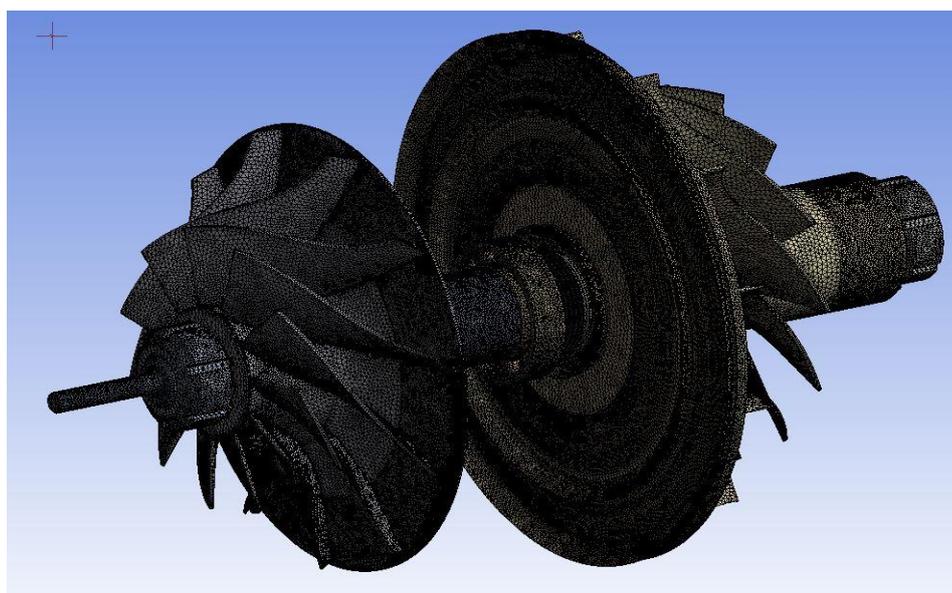


Рисунок 2 – Вид конечно-элементной модели ротора МГТД в сборе

Силовые и температурные нагрузки, характеризующие собой воздействие рабочего тела на детали ротора и использованные для вычислений по разработанной конечно-элементной модели, были получены при помощи методов вычислительной газовой динамики, реализованных в конечно-объёмной модели, разработанной авторами работы [10]. К данным нагрузкам относится воздействие давлением и высокой температурой рабочего тела, которая повышается на выходе из рабочего колеса компрессора за счёт приложенной механической работы, а также на входе в рабочее колесо турбины, где температура рабочего тела повышена в результате химической реакции горения, протекающей в камере сгорания.

Результаты вычислений по конечно-объёмной модели, использованные при оценке напряжённо-деформированного состояния элементов ротора, представляют собой таблицы со значениями давления и температуры в точках на поверхностях виртуальных тел рабочих колёс компрессора и турбины, при этом для каждой точки записана соответствующая ей координата в виртуальном пространстве конечно-объёмной модели.

Стоит отметить, что для разных частот вращения ротора МГТД параметры рабочего тела будут также разными, а это значит, что для различной частоты вращения ротора будут разными силовые и температурные нагрузки, приходящиеся на элементы ротора МГТД. Данная особенность рабочего процесса двигателя была также учтена в разработанной конечно-элементной модели по оценке напряжённо-деформированного состояния деталей ротора (рисунок 2).

Для того чтобы учесть температурное воздействие со стороны потока рабочего тела на рабочие колёса компрессора и турбины при оценке напряжённо-деформированного состояния остальных элементов ротора, была разработана конечно-элементная модель ротора в сборе при помощи модуля «Thermal» программного комплекса «Ansys».

Таким образом, применённый алгоритм вычислений сначала позволил построить температурные поля по виртуальным телам рабочих колёс компрессора и турбины, исходя из таблицы координат точек и температуры в них, а затем, исходя из условий контакта рабочих колёс с остальными элементами ротора, достроить температурные поля уже для их виртуальных тел. Картину распределения полей температуры по виртуальному телу рабочего колеса компрессора можно видеть на рисунке 3а.

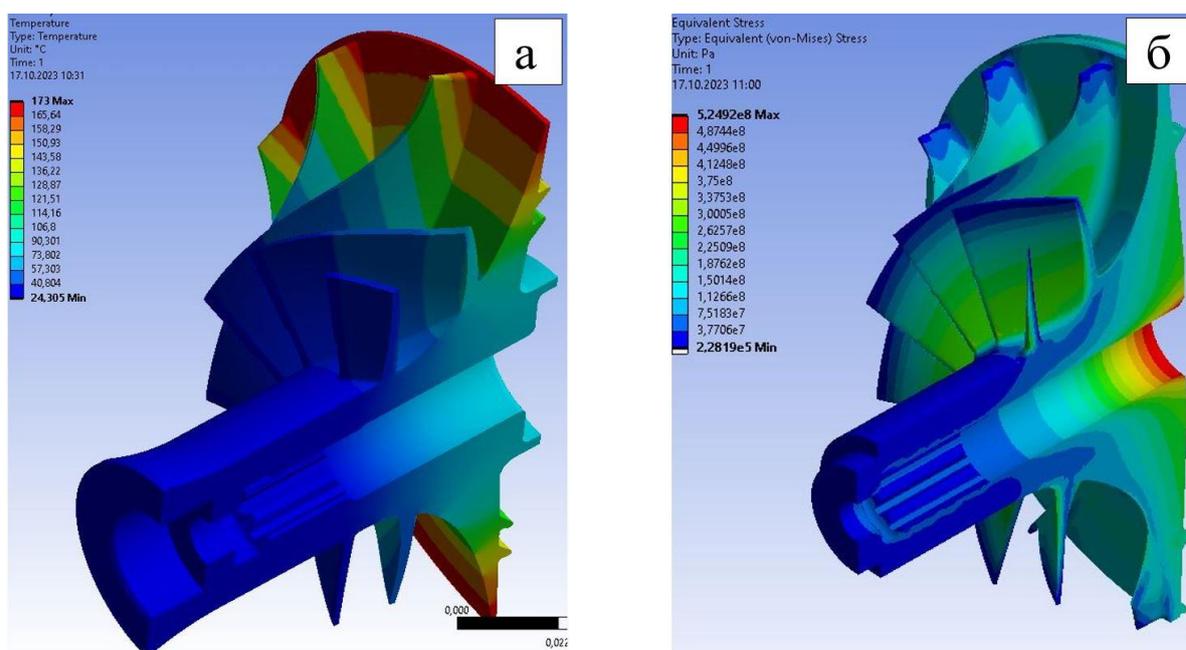


Рисунок 3 – Разрезы виртуальных тел рабочих колёс компрессора (а) и турбины (б), демонстрирующие решение в виде построенных объёмных эпюр температуры (а) и эквивалентных напряжений (б)

В качестве первого исследуемого режима работы двигателя, был выбран такой, при котором частота вращения ротора равна 50000 об/мин. Согласно техническому заданию, данная величина соответствует рабочему режиму, заложенному на начальных стадиях проектирования МГТД. Именно для данного режима расчёт по разработанной конечно-элементной модели был выполнен первым. Пример результатов вычислений в виде полей напряжений, распределённых по виртуальному телу рабочего колеса турбины, работающей на частоте вращения 30000 об/мин, возможно видеть на рисунке 3б.

Для проведённого анализа напряжённо-деформированного состояния элементов ротора МГТД на рабочем режиме были получены коэффициенты запаса прочности, соответствующие условию статического нагружения. Представленные в работе коэффициенты запаса прочности были получены исходя из соотношения предела текучести материала, из которого изготовлена рассматриваемая деталь, к эквивалентным напряжениям, возникающим в ней в результате нагружения.

Распределение коэффициента запаса прочности по виртуальным телам рабочих колёс компрессора, турбины и вала представлено на рисунках 4, 5 и 6.

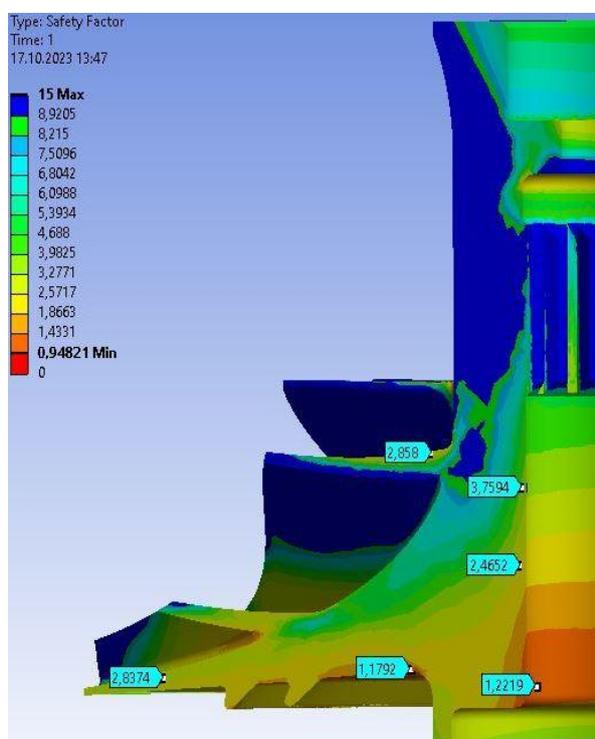


Рисунок 4 – Разрез виртуального тела рабочего колеса компрессора с распределённым по нему коэффициентом запаса прочности

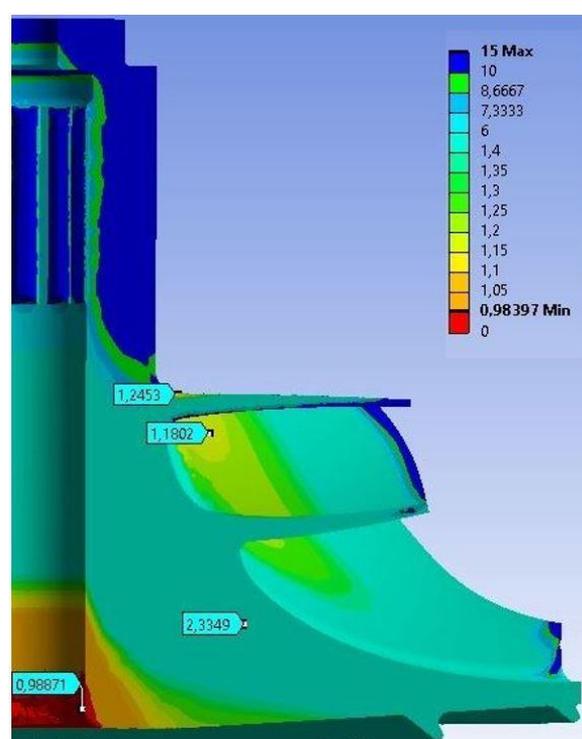


Рисунок 5 – Разрез виртуального тела рабочего колеса турбины с распределённым по нему коэффициентом запаса прочности

На основании полученных результатов можно заключить, что режим работы двигателя, при котором частота вращения ротора соответствует 50000 об/мин, является неосуществимым в рамках имеющейся конструкции. Однако, с помощью разработанной конечно-элементной модели ротора МГТД был осуществлён поиск такой частоты вращения ротора, при которой был достигнут необходимый коэффициент запаса прочности.

## 2 Частотный анализ ротора

Вместе с определением напряжённо-деформированного состояния элементов ротора следует определять и уровень вибраций его составных элементов, а также и те частоты вращения ротора, при которых будут возникать резонансные формы колебаний. С этой целью была разработана конечно-элементная модель, позволяющая определять величины виброперемещений контрольных точек элементов ротора в зависимости от частоты его вращения.

Результаты расчётов численная модель предоставляет в виде распределённых по виртуальным телам исследуемых деталей полей значений виброперемещений. В свою очередь, для удобства восприятия информации исследователем, характер распределения виброперемещений и их величина отображаются при помощи полей с цветовой дифференциацией или изолиний, каждой из которых соответствует определённая величина виброперемещений. Кроме того, данный формат представления результатов расчёта по разработанной конечно-элементной модели позволяет сложить понимание о форме колебаний исследуемого объекта на различных частотах внешнего воздействия на автоколебательную систему.

Зачастую картина, отображающая форму колебаний детали, характер распределения виброперемещений, называется интерферограммой [5]. Пример получаемых интерферограмм при помощи разработанной модели можно увидеть на рисунках 7 и 8.

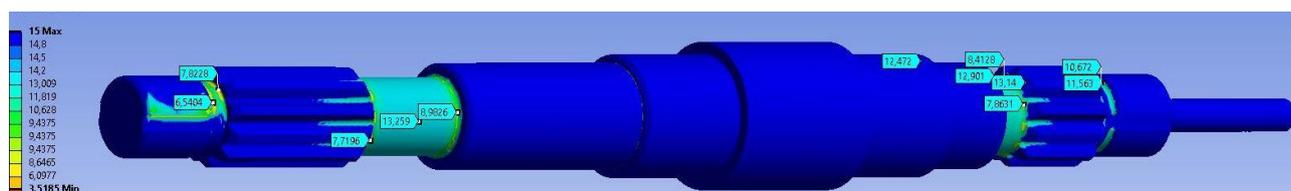


Рисунок 6 – Распределение коэффициента запаса прочности по виртуальному телу ротора

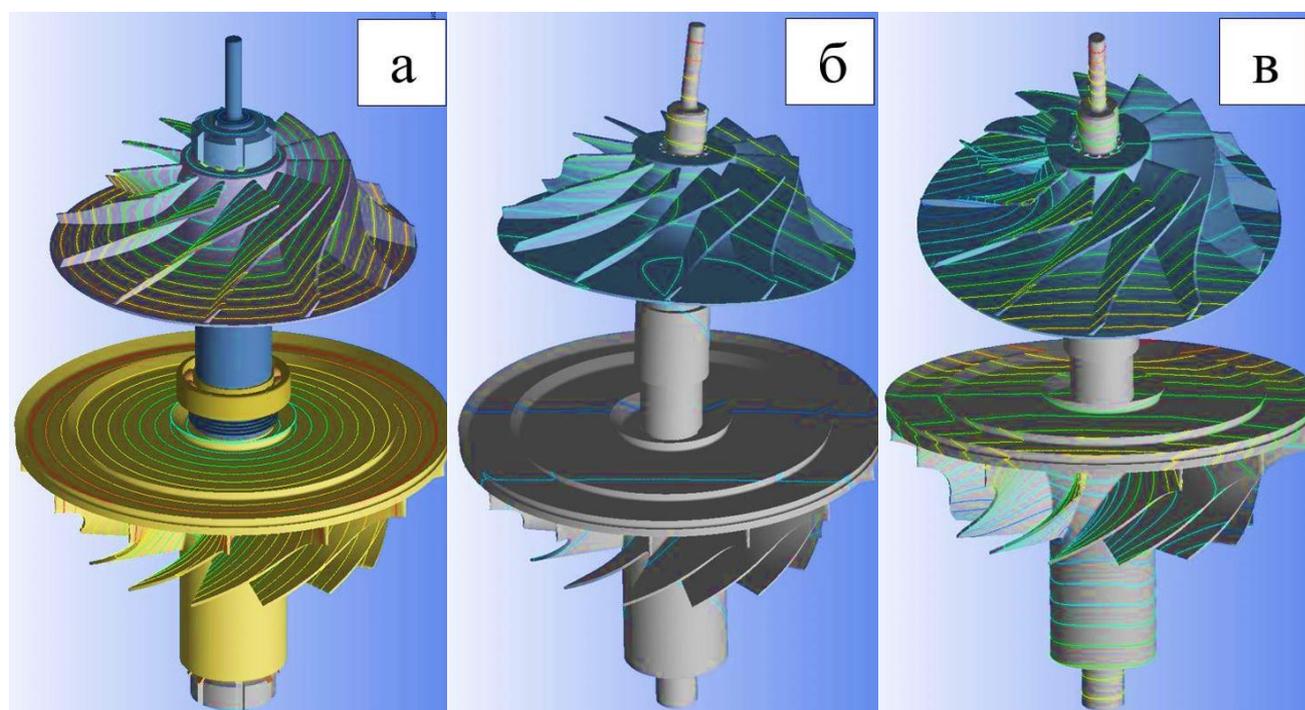


Рисунок 7 – Интерферограммы резонансных форм колебаний ротора МГТД с учётом подшипников при частотах вращения: 4770,8 об/мин (а), 33708 об/мин (б) и 49419 об/мин (в)

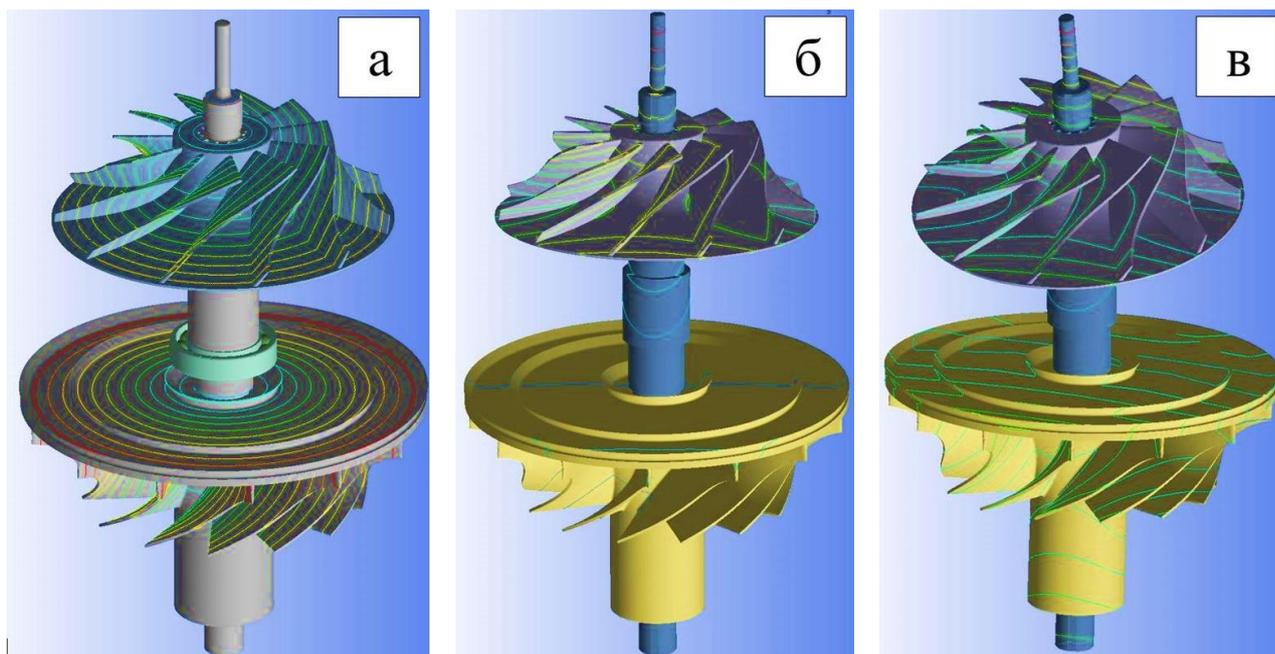


Рисунок 8 – Интерферограммы резонансных форм колебаний ротора МГТД с учётом всех конструктивных элементов при частотах вращения: 4513,2 об/мин (а), 32456,4 об/мин (б) и 51613,2 об/мин (в)

В процессе исследования изначально был проанализирован ротор, имеющий в составе своей конечно-элементной конструкции только вал и рабочие колёса турбины и компрессора. Следующим шагом был проведён анализ виброперемещений ротора при наличии подшипников (рисунок 7). И финальным шагом был проведён анализ ротора, в конструкции которого учтено наличие всех оставшихся элементов, таких как гайки, контровочные шайбы и так далее (рисунок 8). Результаты проведённого численного эксперимента отражены при помощи диаграммы на рисунке 9.

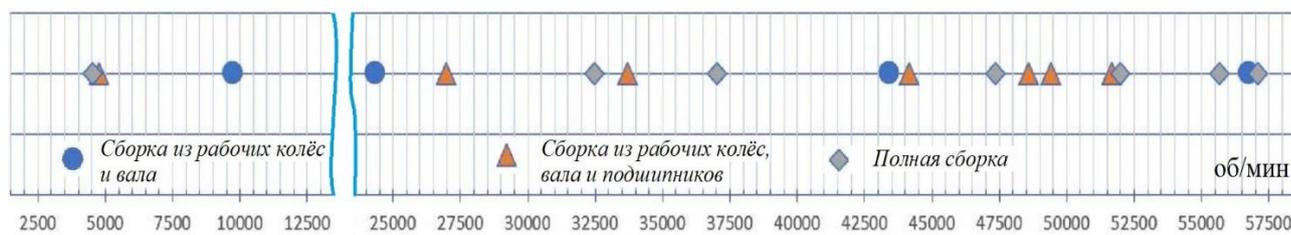


Рисунок 9 – Расположение резонансных частот на шкале рабочих оборотов ротора

Таким образом, в результате проведённого численного эксперимента можно заключить, что изначально планируемая величина рабочей частоты вращения ротора, равная 50000 об/мин, в рамках анализируемой конструкции неосуществима ввиду недостаточного коэффициента запаса прочности рабочего колеса турбины, а также близкого расположения резонансных частот вала ротора. Так, за счёт комплекса нагрузок в рабочем колесе турбины возникают напряжения, максимальное значение которых, выраженное через энергетическую теорию прочности, достигает значения 929 МПа. С учётом низкой температурной нагрузки в зоне возникновения данной величины напряжений, коэффициент запаса прочности составляет 0,98 и является минимальным по всему телу рабочего колеса турбины и по всем элементам ротора двигателя в целом. При этом вал ротора испытывает повышенные вибрации ввиду близкого расположения резонансной частоты. Коэффициент усиления колебаний для данного режима работы МГТД, согласно зависимостям из работы [11], соответствует 4,1, что снижает коэффициент запаса прочности вала ротора до значения в 1,6.

В данной ситуации обоснованным является снижение величины рабочей частоты вращения ротора двигателя. При этом снижение целесообразно проводить до таких значений, при которых элементы ротора двигателя будут испытывать минимальные вибрации.

Согласно уточнённому расчёту (рисунки 8 и 9) такими величинами частот вращения ротора являются: 40000 об/мин, 34500 об/мин и 27000 об/мин. Рассмотрение величин частот вращения ниже 25000 об/мин являлось нецелесообразным ввиду сильного расхождения функциональных параметров двигателя с требуемыми по техническому заданию.

Таким образом, для указанной ранее выборки частот вращения двигателя была проведена оценка напряжённо-деформированного состояния элементов ротора с учётом возникающих вибраций.

Для сниженной частоты вращения ротора, равной 40000 об/мин, максимальная величина эквивалентных напряжений незначительно снижается до 918 МПа, а коэффициент запаса прочности рабочего колеса турбины повышается с 0,98 до 1,02. Однако, данный режим работы характеризуется повышенными вибрациями вала ротора, что понижает его коэффициент запаса с 6,5 до 1,2.

Для частоты вращения ротора, соответствующей значению 34500 об/мин, максимальные величины эквивалентных напряжений достигают значения 694 МПа для рабочего колеса турбины и 400 МПа для рабочего колеса компрессора. При данных величинах напряжений коэффициент запаса прочности рабочего колеса турбины составляет 1,4, а рабочего колеса компрессора – 2,2.

Для частоты вращения ротора двигателя, соответствующей 27000 об/мин, условие прочности, при учёте виброперемещений компонентов конструкции, полностью выполняется.

### **Заключение**

В данной работе был продемонстрирован результат проведённого начального этапа прочностного анализа элементов ротора МГТД, где основным предметом исследования выступил анализ величин и характера распределения виброперемещений элементов ротора, их взаимного влияния и влияния на прочностные характеристики.

Из проведённого исследования можно заключить, что наиболее оптимальным выбором в качестве рабочей частоты вращения является выбор 34500 об/мин, где требуется незначительно увеличить коэффициент запаса прочности колеса турбины. Для частоты вращения ротора двигателя, равной 27000 об/мин, не требуется вносить конструктивных изменений, однако при данной частоте в меньшей степени выполняются требуемые функциональные параметры двигателя. Частота вращения ротора двигателя, соответствующая 40000 об/мин, является наиболее предпочтительной с точки зрения выполнения требований технического задания, однако в рамках рассматриваемой конструкции повысить коэффициент запаса прочности колеса турбины до необходимого значения невозможно.

### **Благодарности**

Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках реализации комплексного проекта по созданию высокотехнологичного производства по теме: «Организация высокотехнологичного производства индустриальных ГТД с интеллектуальной системой конструкторско-технологической подготовки для повышения функциональных характеристик» (Соглашение о предоставлении гранта № 075-11-2021-042 от 24.06.2021 г.).

### Список использованных источников

1. Основы надежности газотурбинных двигателей : учебник для машиностроит. спец. вузов / В. М. Акимов. – Москва : Машиностроение, 1981. – 207 с.
2. Антонюк, В. Е. Динамическая стабилизация деталей типа дисков / В. Е. Антонюк // Упрочняющие технологии и покрытия. – 2005. – № 7. – С. 24-29.
3. Антонюк, В. Е. Технологические возможности повышения точности изготовления дисков и валов / В. Е. Антонюк // Технология машиностроения. – 2005. – № 6. – С. 43-48.
4. Современные технологии в производстве газотурбинных двигателей / А. Г. Братухин, Г. К. Язов., Б. Е. Карасев [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1997. – 416 с.
5. Шевченко, В. П. Экспериментальное исследование собственных колебаний конструктивно неоднородных цилиндрических оболочек / В. П. Шевченко, О. И. Власов, В. А. Каиров // Вісник НТУУ «КПІ». Серія машинобудування. – 2013. – №2 (68). – С. 122-127.
6. Заруцкий, В. А. О комплексных экспериментальных исследованиях устойчивости и колебаний конструктивно-неоднородных оболочек / В. А. Заруцкий, // Прикл. механика. – 2001. – Т.37, № 8. – С.38-67.
7. Kay, G. Failure Modeling of Titanium 6Al-4V and Aluminum 2024-T3 With the Johnson-Cook Material Model: research report (conclusion) / G. Kay, D. Lesuer ; Lawrence Livermore National Laboratory. – Virginia: National Technical Information Service (NTIS), 2003. – 17p.
8. Dorogoy, A. Numerical Validation of the Shear Compression Specimen. Part I: Quasi-static Large Strain Testing / A. Dorogoy, D. Rittel // Experimental mechanics. – 2005. – vol. 45, №2. – pp. 167-177.
9. Dorogoy, A. Numerical Validation of the Shear Compression Specimen. Part II: Dynamic Large Strain Testing / A. Dorogoy, D. Rittel // Experimental mechanics. – 2005. – vol. 45, №2. – pp. 178-185.
10. Baturin, O.V. Educational Optimization Software for Axial Compressor Flow Path Design / O. V. Baturin, C. Liu, P. Sun, K. Han // 2022 IEEE 5th International Conference on Electronics Technology (ICET 2022). – 2022. – pp. 381-385.
11. Ананьев, И. В. Колебания упругих систем в авиационных конструкциях и их демпфирование / И. В. Ананьев, П. Г. Тимофеев. – Москва: Машиностроение, 1965. – 526 с.

## Research of strength parameters and dynamic characteristics of rotor parts of a promising small sized GTE

- D. V. Evdokimov** | Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Engine Production Technologies, Associate Professor of Strength of Materials Department, Senior Researcher of Research laboratory NIL-207; Samara National Research University, Samara; Leading Engineer of JSC «Aviaagregat»; dmitry.evd.ssau@gmail.com
- E. P. Filinov** | Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Theory of Aircraft Engines named after V.P. Lukachev, Senior Researcher of Research laboratory NIL-207, Senior Researcher of «Advanced Aerospace Engineering School», с.н.с. KB-203 (Engine Engineering Design Bureau of Samara University); Samara National Research University, Samara; filinov@ssau.ru
- D. L. Skuratov** | Doctor of Science (Engineering), Professor; Samara National Research University, Samara
- Ya. A. Ostapyuk** | Researcher of NIL-207, Senior Lecturer of the Department of Aircraft Engine Theory named after V. P. Lukachev, Researcher of KB-203; Samara National Research University, Samara

*The presented work demonstrates a study devoted to assessing the strength characteristics of the rotor elements of a promising small-sized gas turbine engine. The main feature is that the analysis of the stress-strain state of the engine rotor is carried out taking into account vibrations and resonant frequencies. In turn, the assessment of the dynamic characteristics of the rotor elements was carried out taking into account the conditions of their mutual contact. The research materials presented in this article will serve for further iterations of engine design.*

**Keywords:** *strength; vibrations; gas turbine engine; vibration movements; stress-strain state; resonance; temperature fields; impeller*

**Citation:** Evdokimov, D. V., Filinov, E. P., Skuratov, D. L. and Ostapyuk, Ya. A. (2024), "Research of strength parameters and dynamic characteristics of rotor parts of a promising small sized GTE", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 1, pp. 29-39. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-1-29-39. (In Russian; abstract in English).

---

### References

1. Akimov, V. M. (1981), *Fundamentals of reliability of gas turbine engines* [Osnovy nadezhnosti gazoturbinnnykh dvigateley : uchebnik dlya mashinostroit. spets. vuzov], Mashinostroenie [Mechanical Engineering], Moscow, 207 p. (in Russian).
2. Antonyuk, V. E. (2005), "Dynamic stabilization of disk-type parts", *Strengthening technologies and coatings*, no. 7, pp. 24-29. (in Russian).
3. Antonyuk, V. E. (2005), "Technological possibilities for increasing the accuracy of manufacturing disks and shafts", *Mechanical engineering technology*, no. 6, pp. 43-48. (in Russian).
4. Bratukhin, A. G., Yazov, G. K., Karasev, B. E., Eliseev, Yu. S., Krymov, V. V. and Nezhurin, I. P. (1997), *Modern technologies in the production of gas turbine engines*, Mashinostroenie [Mechanical Engineering], Moscow, 416 p. (in Russian).

5. Shevchenko, V. P., Vlasov, O. I. and Kairov, V. A. (2013), "Experimental study of natural vibrations of structurally inhomogeneous cylindrical shells", *News of NTUU "KPI". Machine-building series*, no. 2 (68), pp. 122-127. (in Russian).
6. Zarutsky, V. A. (2001), "On complex experimental studies of stability and vibrations of structurally inhomogeneous shells", *Appl. Mechanics*, vol.37, no. 8, pp. 38-67. (in Russian)
7. Kay, G. and Lesuer, D. (2003), *Failure Modeling of Titanium 6Al-4V and Aluminum 2024-T3 With the Johnson-Cook Material Model: research report (conclusion)*, Lawrence Livermore National Laboratory, National Technical Information Service (NTIS), Virginia, 17 p.
8. Dorogoy, A and Rittel, D. (2005), "Numerical Validation of the Shear Compression Specimen. Part I: Quasi-static Large Strain Testing", *Experimental mechanics*, vol. 45, no. 2, pp. 167-177.
9. Dorogoy, A and Rittel, D. (2005), "Numerical Validation of the Shear Compression Specimen. Part II: Dynamic Large Strain Testing", *Experimental mechanics*, vol. 45, no. 2. pp. 178-185.
10. Baturin, O.V., Lyu, Ch., Sun, P. and Han, K. (2022), "Educational Optimization Software for Axial Compressor Flow Path Design", *2022 IEEE 5th International Conference on Electronics Technology (ICET 2022)*, pp. 381-385.
11. Ananyev, I. V. and Timofeev, P. G. (1965), *Vibrations of elastic systems in aircraft structures and their damping*, Mashinostroenie [Mechanical Engineering], Moscow, 526 p. (in Russian).



## Исследование точности волновых оболочечных конечно-элементных моделей

**В. И. Щемелев** | научный сотрудник;  
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара;  
shchemelev.vi@ssau.ru

**П. Матвеев** | инженер-конструктор;  
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара;  
matveev.p@ssau.ru

*Проведено исследование точности волновых оболочечных конечно-элементных моделей. Полученные результаты сравнивались с результатами аналитического расчёта. По результатам исследований для всех рассмотренных форм колебаний типовых конструкций расхождение значений собственных частот не превышает 5 %.*

**Ключевые слова:** метод конечных элементов; оболочечный волновой конечный элемент; модальный анализ

**Цитирование:** Щемелев, В. И. Исследование точности волновых оболочечных конечно-элементных моделей / В. И. Щемелев, П. Матвеев // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №1. – С. 40–49. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-1-40-49

---

### Введение

Одной из основных проблем, стоящих в области решения задач динамики и прочности деталей и узлов турбомашин, является поиск оптимальной конструкции с целью уменьшения массы при обеспечении надёжности изделия. Многократное проведение расчётов для определения характеристик занимает большое количество времени. Современные программные комплексы позволяют проводить оптимизацию отдельных деталей или небольших узлов, однако расчёты таких конструкций как ротор или несколько ступеней рабочих колёс требуют привлечения мощностей кластеров. Эту проблему возможно решить за счёт использования высокоэффективных волновых конечно-элементных моделей.

Реальные конструкции турбомашин в большинстве своём состоят из деталей, которые можно с высокой точностью описать моделью конической оболочки переменной толщины [1–3]. Ранее был создан волновой оболочечный конечный элемент [4], позволяющий проводить расчёты дисков, валов и других деталей ГТД, которые возможно описать моделью переменной осесимметричной оболочки. Данный конечный элемент был построен в рамках гипотез модели Тимошенко, в соответствии с которой принимаем, что любой линейный элемент, нормальный к срединной поверхности пластины, после её деформации остаётся прямолинейным и повернутым относительно соответствующих координатных осей на интегральный угол сдвига, а его длина при этом не изменяется. При этом расчёт всех упомянутых

выше типов деталей возможно проводить в составе единой модели. Это позволяет увеличить эффективность расчёта в сравнении с обычными методами расчёта подобных конструкций. На основе этого конечного элемента была написана программа, позволяющая проводить поиск собственных частот и форм колебаний.

### 1 Исследование типовых конструкций деталей ГТД

Для исследования точности оболочечных волновых конечно-элементных моделей с помощью программы рассчитывались собственные частоты и формы колебаний типовых конструкций. Среди типовых конструкций выделим полый цилиндр и диск с отверстием. Результаты расчётов оболочечных волновых конечно-элементных моделей сравнивались с частотами, полученными с помощью аналитического расчёта.

Полученное расхождение определялось по формуле (1):

$$\frac{\Delta p}{p} = \frac{p_{об} - p_{ан}}{p_{ан}} \cdot 100, \quad (1)$$

где  $p_{об}$  – собственная частота модели, полученная с помощью программы с использованием оболочечных волновых конечных элементов;  $p_{ан}$  – частота, полученная при помощи аналитического расчёта;  $\Delta p$  – расхождение между значениями  $p_{об}$  и  $p_{ан}$ ;  $p$  – значение собственной частоты конструкции.

Для того чтобы охватить большой спектр конструкций, не привязываясь к абсолютным геометрическим параметрам, будем давать оценку точности по относительным геометрическим параметрам. В качестве относительных геометрических параметров будем рассматривать отношение длины к радиусу  $l/r$  и отношение толщины к радиусу  $h/r$ . Значения исследованных относительных параметров представлены в таблице 1. При этом для построения абсолютной геометрии конструкции необходимо задаться радиусом. Были проведены исследования при значениях радиуса  $r=0,01$  м,  $r=0,1$  м,  $r=0,5$  м,  $r=1$  м. Однако по результатам исследования расхождения, подсчитанные по формуле (1), имеют одинаковые значения при разных значениях радиуса. Поэтому в дальнейшем все результаты исследования приведены при  $r=0,1$  м. Геометрические параметры конструкций представлены на рисунке 1.

Таблица 1 – Относительные параметры

$l/r$	0,5	1	2	5	10	20	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
$h/r$	0,005	0,02	0,04	0,06	0,08	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6

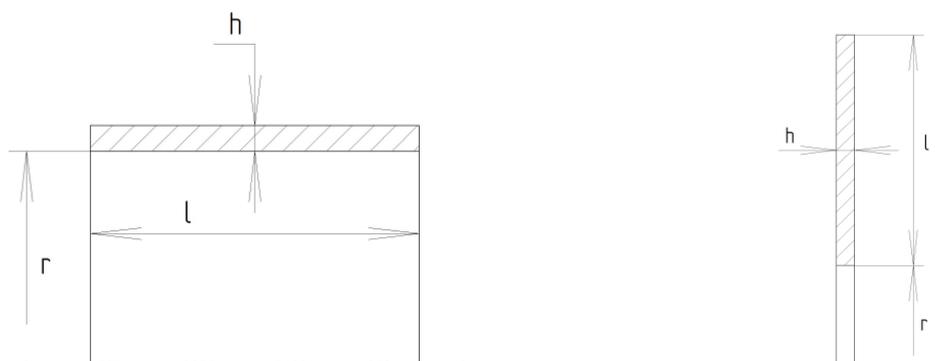


Рисунок 1- Геометрические параметры конструкций: слева – полый цилиндр; справа – диск с отверстием

При построении конечно-элементных моделей с помощью программы на основе оболочечного волнового конечного элемента типовая конструкция разбивалась на 100 элементов вдоль образующей. Качество конечно-элементных сеток оценивалось по результатам предварительных исследований с различными уровнями дискретизации. Увеличение густоты сетки выполнялось до тех пор, пока погрешность вычисления собственных частот по представляющим интерес формам от итерации к итерации не превышала 0,5 %.

При расчётах используется модель линейно упругого изотропного материала с модулем упругости, равным  $2 \cdot 10^{11}$  Па; плотностью материала, равной  $7800$  кг/м<sup>3</sup>; коэффициентом Пуассона, равным 0,3.

## 2 Расчёт типовой конструкции типа «диск с отверстием»

При расчётах граничные условия соответствуют закреплённому по внешнему радиусу диску (рисунок 2).

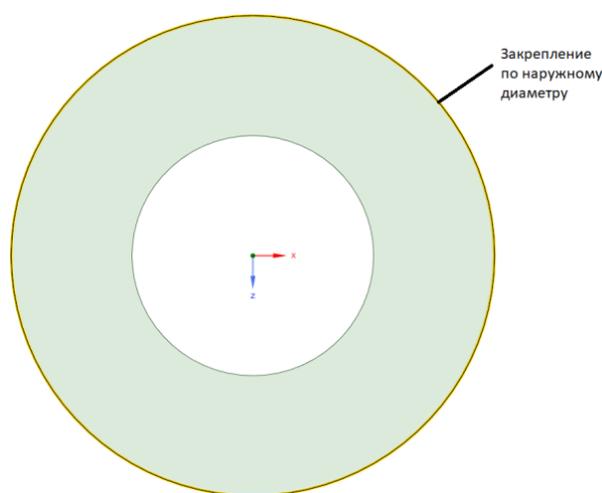


Рисунок 2 – Граничные условия диска с отверстием

Аналитический расчёт диска с отверстием проводился по формуле [5, 6]:

$$\omega = k \sqrt{\frac{D}{\rho h r^4}}, \quad (2)$$

где  $\omega$  – круговая частота, рад/с;  $h$  – толщина диска;  $r$  – внутренний радиус диска;  $\rho$  – плотность материала;  $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$  – цилиндрическая жесткость, где  $E$  – модуль упругости, Па;  $\nu$  – коэффициент Пуассона;  $k$  – коэффициент, значение которого зависит от количества узловых диаметров и узловых окружностей в форме колебаний диска [5].

Рассмотрим исследование по оценке точности результатов расчёта диска с отверстием с использованием волновых оболочечных конечно-элементных моделей. Для формы колебаний без узловых диаметров (зонтичная форма), на рисунке 3 представлены расхождения значений собственных частот диска, рассчитанных по формуле (1), при относительных параметрах, приведённых в таблице 1. Результаты для формы колебаний с одним узловым диаметром представлены на рисунке 4. Результаты для формы колебаний с двумя узловыми диаметрами представлены на рисунке 5.

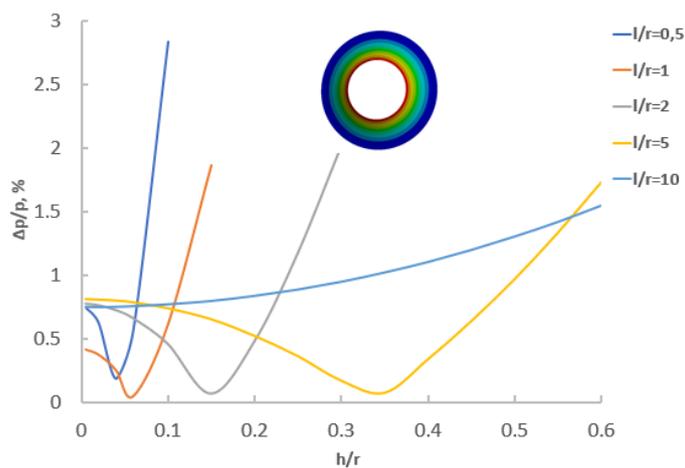


Рисунок 3 – Расхождение значений собственных частот диска для зонтичной формы колебаний

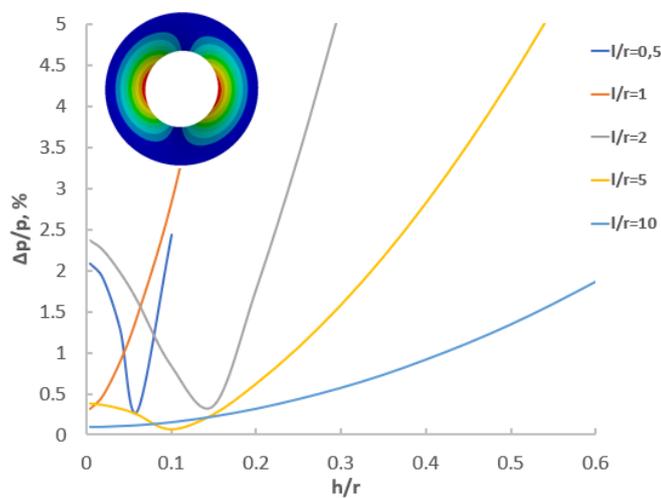


Рисунок 4 – Расхождение значений собственных частот диска для формы колебаний с одним узловым диаметром

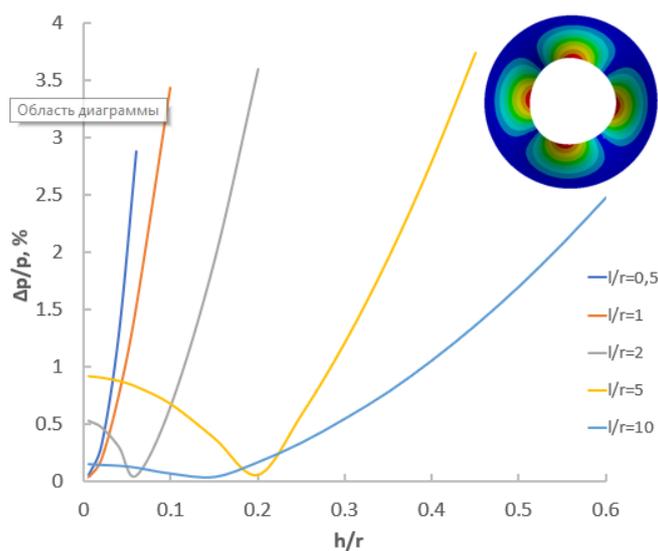


Рисунок 5 – Расхождение значений собственных частот диска для формы колебаний с двумя узловыми диаметрами

Такие же исследования были проведены для шести более высоких форм колебаний. По результатам оценки расхождение значений собственных частот диска во всём рассматриваемом диапазоне не превышает 5 %.

### 3 Расчёт типовой конструкции типа «свободный цилиндр»

При расчётах граничные условия цилиндра соответствуют свободному телу. Аналитический расчёт незакреплённого цилиндра проводился по формуле [6]:

$$\omega = \sqrt{\frac{\Delta E}{\rho r^2 (1 - \nu^2)}}, \quad (3)$$

где  $\omega$  – круговая частота, рад/с;  $E$  – модуль упругости, Па;  $\rho$  – плотность материала, кг/м<sup>3</sup>;  $r$  – радиус цилиндра, м;  $\Delta$  – решение кубического уравнения:

$$\Delta^3 - K_2 \Delta^2 + K_1 - K_0 = 0, \quad (4)$$

где  $K_0, K_1, K_2$  вычисляются отдельно и зависят от геометрических параметров тела и граничных условий [5, 6].

Рассмотрим исследование по оценке точности результатов расчёта цилиндра с использованием волновых оболочечных конечно-элементных моделей. На рисунке 6 представлены расхождения значений собственных частот цилиндра, рассчитанных по формуле (1), при относительных параметрах, приведённых в таблице 1, для формы колебаний с двумя узловыми диаметрами и двумя узловыми окружностями. Результаты для формы колебаний с тремя узловыми диаметрами и с двумя узловыми окружностями представлены на рисунке 7. Результаты для формы колебаний с тремя узловыми диаметрами и тремя узловыми окружностями представлены на рисунке 8.

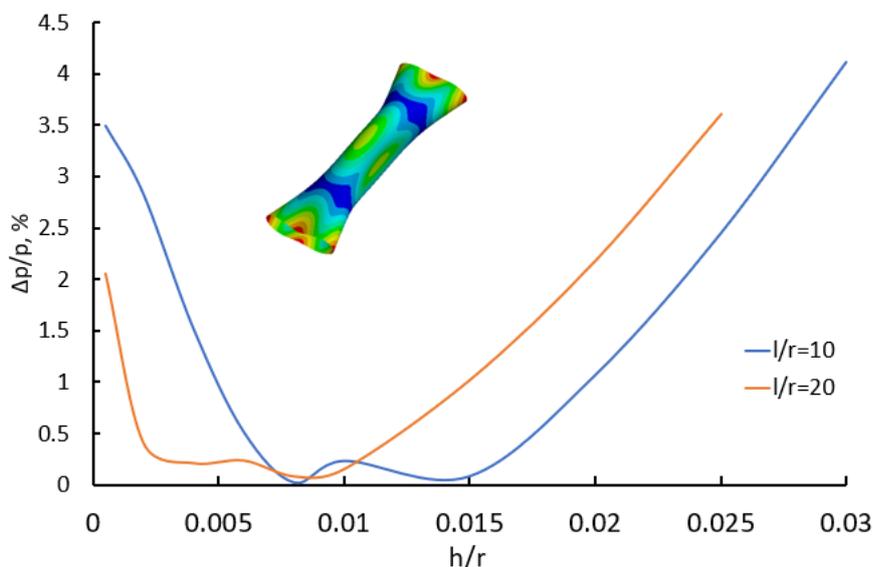


Рисунок 6 – Расхождение значений собственных частот незакреплённого цилиндра для формы колебаний с двумя узловыми диаметрами и двумя узловыми окружностями

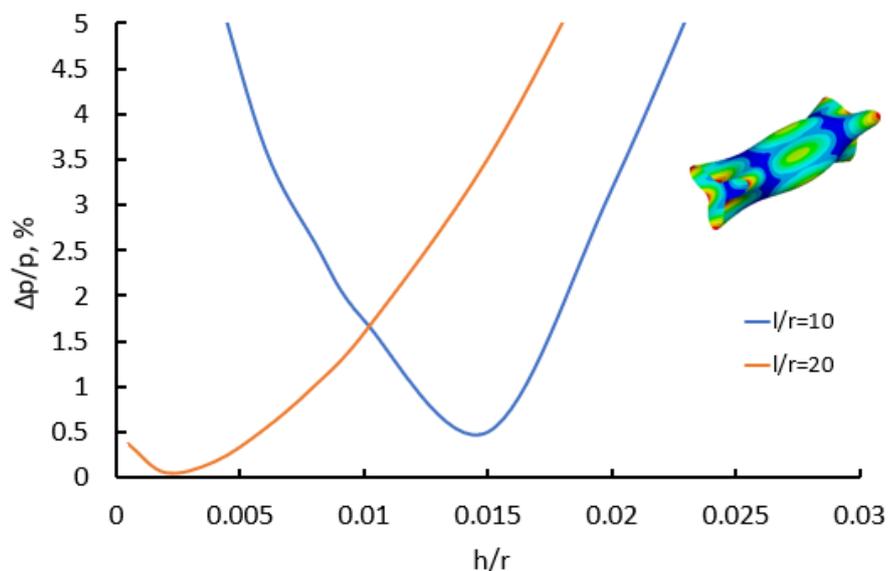


Рисунок 7 – Расхождение значений собственных частот незакрепленного цилиндра для формы колебаний с тремя узловыми диаметрами и двумя узловыми окружностями

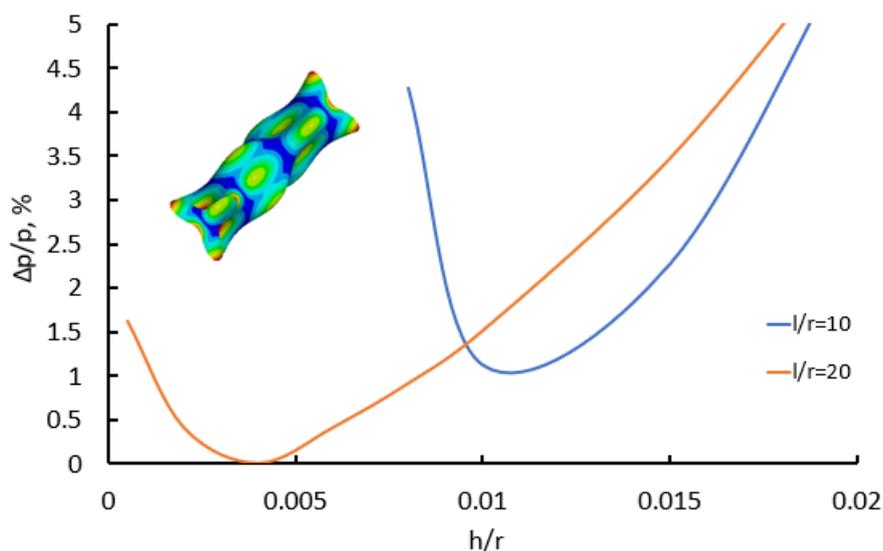


Рисунок 8 – Расхождение значений собственных частот незакрепленного цилиндра для формы колебаний с тремя узловыми диаметрами и тремя узловыми окружностями

Такие же исследования были проведены для шести более высоких форм колебаний. По результатам оценки расхождение значений собственных частот незакрепленного цилиндра во всём рассматриваемом диапазоне не превышает 5%.

#### 4 Расчёт типовой конструкции типа «закрепленный по двум торцам цилиндр»

При расчётах граничные условия цилиндра соответствуют закреплённому по двум торцам цилиндру (рисунок 9).

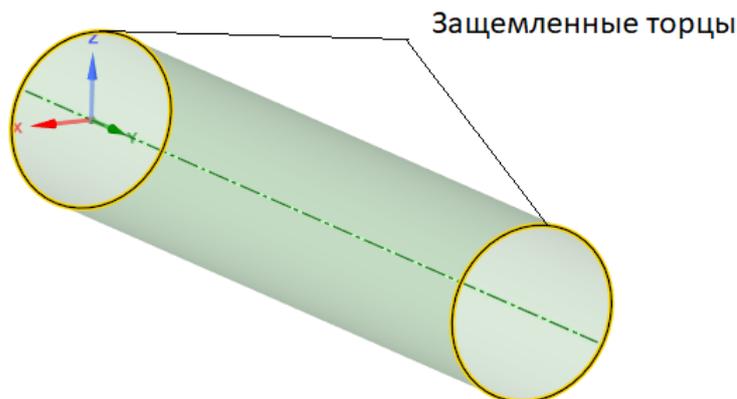


Рисунок 9 –Граничные условия защемлённого цилиндра

Аналитический расчёт закреплённого цилиндра проводился по формулам (3) и (4).

Рассмотрим исследование по оценке точности результатов расчёта закреплённого цилиндра с использованием волновых оболочечных конечно-элементных моделей. На рисунке 10 представлены расхождения значений собственных частот цилиндра, рассчитанных по формуле (1), при относительных параметрах, приведённых в таблице 1, для формы колебаний с двумя узловыми диаметрами и двумя узловыми окружностями. Результаты для формы колебаний с тремя узловыми диаметрами и с двумя узловыми окружностями представлены на рисунке 11. Результаты для формы колебаний с тремя узловыми диаметрами и с тремя узловыми окружностями представлены на рисунке 12.

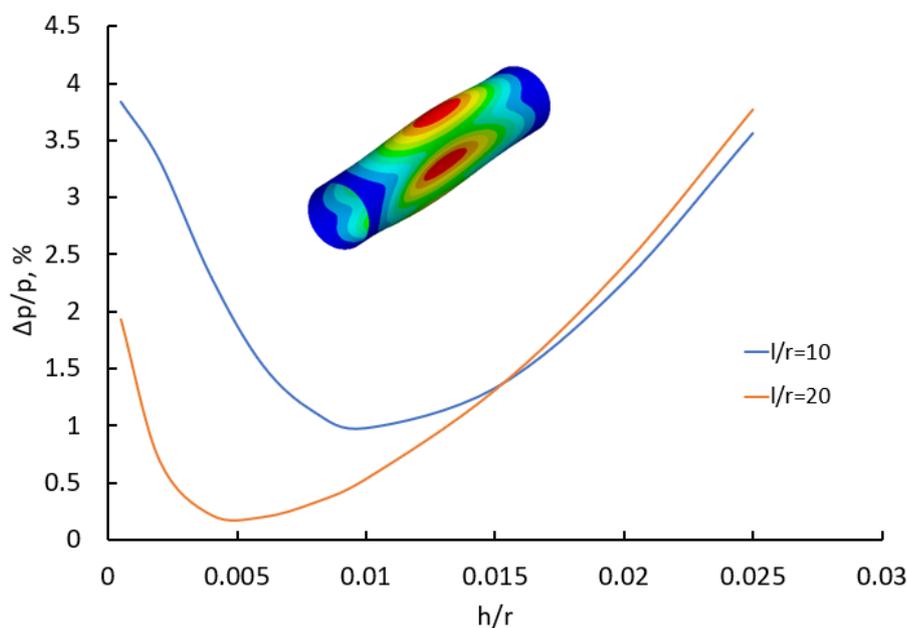


Рисунок 10 – Расхождение значений собственных частот незакреплённого цилиндра для формы колебаний с двумя узловыми диаметрами и двумя узловыми окружностями

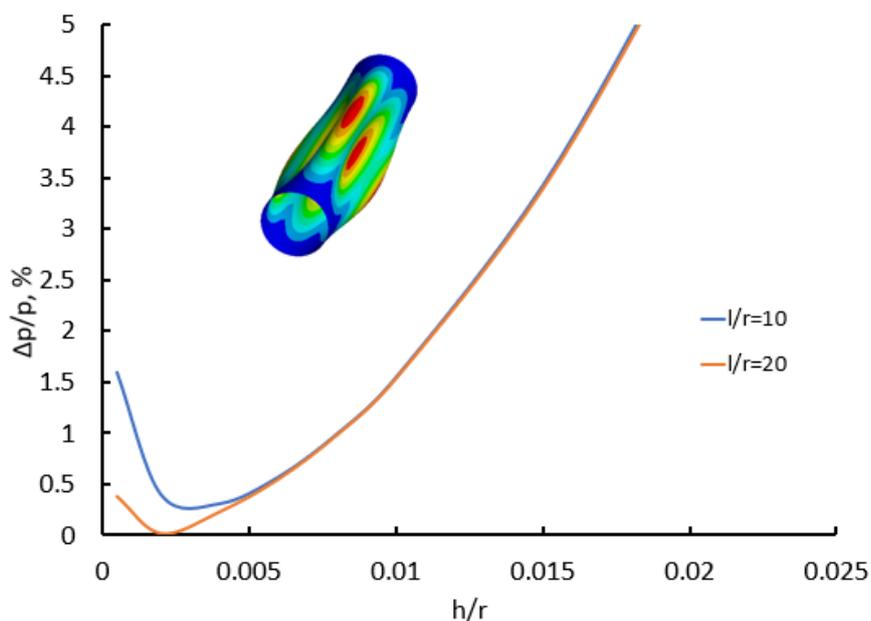


Рисунок 11 – Расхождение значений собственных частот незакрепленного цилиндра для формы колебаний с тремя узловыми диаметрами и двумя узловыми окружностями

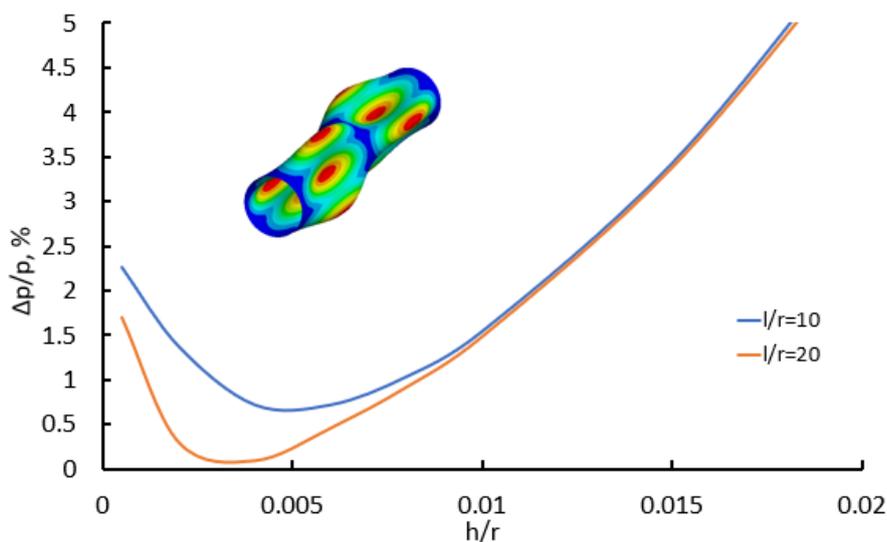


Рисунок 12 – Расхождение значений собственных частот незакрепленного цилиндра для формы колебаний с тремя узловыми диаметрами и тремя узловыми окружностями

Такие же исследования были проведены для шести более высоких форм колебаний. По результатам оценки расхождение значений собственных частот закрепленного цилиндра во всём рассматриваемом диапазоне не превышает 5%.

### Заключение

По результатам исследований для всех рассмотренных типовых конструкций в диапазоне относительных параметров, представленных в таблице 1, расхождение значений собственных частот не превышает 5 %, что свидетельствует о достаточно высокой точности расчётов, проводимых с помощью разработанной программы на основе оболочечного волнового конечного элемента.

Таким образом, разработанный волновой оболочечный конечный элемент обладает высокой точностью и вычислительной эффективностью, что позволит уменьшить затрачиваемое время на расчёт и оптимизировать большинство осесимметричных конструкций, используемых в современных газотурбинных двигателях.

#### **Список использованных источников**

1. Воробьёв, Ю. С. Колебания лопаточного аппарата турбомашин [Текст] / Ю. С. Воробьёв. – Киев : Наукова думка, 1988. – 224 с.
2. Ермаков, А. И. Методы и модели расчёта динамических характеристик рабочих колёс ГТД [Текст]: диссертация ... доктора. технических наук: 05.07.05 / Ермаков Александр Иванович ; Самарский государственный аэрокосмический университет им. С. П. Королева (СГАУ). – Самара, 1996. – 385 с.
3. Богомолов, С. И. Взаимосвязанные колебания в турбомашинах и газотурбинных двигателях. [Текст] / С. И. Богомолов, А. М. Журавлева. – Харьков : Вища школа, 1973. – 179 с.
4. Shchemelev, V. Development of the wave shell finite element for calculating dynamic characteristics of gas turbine engine parts / V. Shchemelev, A. Ermakov // 2020 International Conference on Dynamics and Vibroacoustics of Machines, DVM 2020. – 2020. – vol. 1. – pp. 15-21.
5. Филиппов, А. П. Колебания деформируемых систем [Текст] / А. П. Филиппов. – Москва : Машиностроение, 1970. – 736 с.
6. Гонткевич, В. С. Собственные колебания пластинок и оболочек. [Текст] / В. С. Гонткевич. – Киев : Наукова думка, 1964. – 287 с.

## Research of the accuracy and efficiency of typical structures using wave shell finite element models

**V. I. Shchemelev** | Researcher;  
Samara National Research University, Samara;  
shchemelev.vi@ssau.ru

**P. Matveev** | Engineer;  
Samara National Research University, Samara;  
matveev.p@ssau.ru

*Research of the accuracy of wave shell finite element models was carried out. The results were compared with the results of analytical calculations. According to the research results, for all considered vibration modes of standard structures, the discrepancy in the values of natural frequencies does not exceed 5%.*

**Keywords:** finite element method; wave shell finite element; modal analysis

**Citation:** Shchemelev, V. I. and Matveev, P. (2024), "Research of the accuracy and efficiency of typical structures using wave shell finite element models", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 1, pp. 40-49. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-1-40-49. (In Russian; abstract in English).

---

### References

1. Vorobyov, Yu. S. (1988), *Kolebaniya lopatochnogo apparata turbomashin* [Vibrations of the blade apparatus of turbomachines] [Text], Naukova Dumka, Kiev, 224 p.
2. Ermakov, A. I. (1996), "Methods and models for calculating the dynamic characteristics of gas turbine engine impellers" [Text]: D. Sc. Thesis, Samara State Aerospace University named after S. P. Korolev (SSAU), Samara, 385 p.
3. Bogomolov, S. I. and Zhuravleva, A. M. (1973), *Vzaimosvyazannye kolebaniya v turbomashinakh i gazoturbinnnykh dvigatelyakh* [Interconnected oscillations in turbomachines and gas turbine engines] [Text], Vishcha shkola, Kharkov, 179 p.
4. Shchemelev, V. and Ermakov, A. (2020), "Development of the wave shell finite element for calculating dynamic characteristics of gas turbine engine parts", 2020 International Conference on Dynamics and Vibroacoustics of Machines, DVM 2020, vol. 1, pp. 15-21
5. Filippov, A. P. (1970), *Kolebaniya deformiruemyykh sistem* [Vibrations of deformable systems] [Text], Mashinostroenie [Mechanical Engineering], 736 p.
6. Gontkevich, V. S. (1964), *Sobstvennyye kolebaniya plastinok i obolochek* [Natural vibrations of plates and shells] [Text], Naukova Dumka, Kiev, 287 p.



## Звукопоглощающие конструкции для снижения авиационного шума в салоне и на местности (обзор)

- П. А. Мошков** кандидат технических наук, ведущий инженер;  
НЦМУ «Сверхзвук»;  
Московский авиационный институт (национальный  
исследовательский университет), г. Москва;  
moshkov89@bk.ru
- М. Н. Остроумов** инженер 1-й категории, НИО-101;  
Московский авиационный институт (национальный  
исследовательский университет), г. Москва;  
ostroumovmn@mai.ru
- Д. Д. Давыдов** аспирант кафедры 101, инженер НИО-101;  
Московский авиационный институт (национальный  
исследовательский университет), г. Москва;  
davydovdd2@mai.ru

*Выполнен анализ звукопоглощающих конструкций с учётом их современной классификации. Рассмотренные звукопоглощающие конструкции могут быть использованы для снижения уровней шума самолётов в салоне и на местности. В зависимости от спектра основных источников шума выбирается требуемый тип звукопоглощающей конструкции, которая затем настраивается на проблемный частотный диапазон. Для настройки звукопоглощающих конструкций используются полуэмпирические и экспериментальные методы, а также в настоящее время активно развиваются численные методы.*

**Ключевые слова:** шум в салоне; шум на местности; звукопоглощение; звукопоглощающие конструкции

**Цитирование:** Мошков, П. А. Звукопоглощающие конструкции для снижения авиационного шума в салоне и на местности (обзор) / П. А. Мошков, М. Н. Остроумов, Д. Д. Давыдов // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №1. – С. 50-67. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-1-50-67

---

### Введение

Актуальность проблемы снижения шума самолётов на местности и в салоне не вызывает сомнения. Предельно допустимые уровни шума самолётов на местности регламентируются международным стандартом ИКАО [1]. Международных стандартов, регламентирующих предельно допустимые уровни шума в салонах самолётов в настоящее время не разработано, однако в Российской Федерации действует национальный стандарт ГОСТ 20296-2014 [2], определяющий предельно допустимые уровни шума в пассажирском салоне и кабине экипажа, и недавно вступил в силу ГОСТ Р 70066-2022 [3], определяющий концепцию акустического проектирования пассажирского салона современных гражданских самолётов [4, 5].

Для снижения уровней шума в салоне самолёта и на местности в настоящее время широко применяются звукопоглощающие конструкции (ЗПК) [6, 7], настраиваемые на проблемный частотный диапазон. Звукопоглощающие конструкции, согласно современной

классификации, можно разделить на три основных типа: локально-реагирующие, нелокально-реагирующие и комбинированные. Наиболее распространённым примером ЗПК локально-реагирующего типа являются сотовые резонансные конструкции и их модификации, работающие в одной или нескольких узких полосах частот. К нелокально-реагирующему типу ЗПК можно отнести конструкции на основе пористых и волокнистых материалов, которые не обладают способностью эффективно снижать высокие уровни тонального шума, но более эффективно снижают широкополосный шум.

Целью настоящей работы является обзор существующих запатентованных ЗПК, которые могут быть использованы при решении задач снижения уровней шума вентиляторов авиадвигателей и уровней шума в салонах самолётов и вертолётотов.

Стоит отметить, что, как правило, в патентах авторы не раскрывают реальную геометрию и эффективность предлагаемых ими конструктивных решений ограничиваясь вопросами технологии изготовления и общей концепцией.

### 1 Звукопоглощающие конструкции локально-реагирующего типа

В данном разделе рассмотрены ЗПК локально-реагирующего типа, т.е. настраиваемые для работы в одной или нескольких узких полосах частот. Данные получены на основании анализа патентов [8–13].

В патенте [8] описана ступенчатая ЗПК (рисунок 1, а, б), которая включает в себя мембранные крышки, расположенные в ячейках ступенчатой сотовой структуры. Согласно патенту, подобное расположение ячеек с мембранными крышками приводит к повышению эффективности шумоподавления.

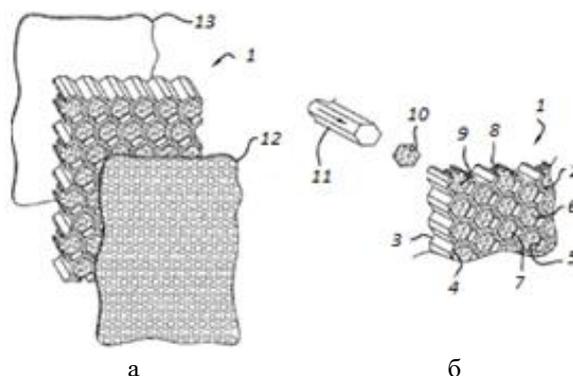


Рисунок 1 – Акустическая сотовая структура (а) и способ продвижения акустической вставки в акустическую сотовую структуру (б):

1 – ступенчатая акустическая сотовая структура, 2 – сотовая структура, 3 – верхняя сторона, 4 – нижняя сторона, 5 – стенки, 6 – ячейки, 7 – мембранная крышка, 8 – участок закрепления, 9 – участок мембраны, 10 – планарные акустические вставки, 11 – толкатель, 12 – облицовочный лист, 13 – сплошной акустический барьер

В патенте [9] описана звукопоглощающая панель с ячейками резонансного типа (рисунок 2, а, б), содержащая наружные панели, одна из которых выполнена перфорированной, и расположенный между ними ячеистый наполнитель с разной высотой ячеек. Зависимости коэффициента звукопоглощения от частоты для заявленных панелей и прототипа рассмотрены на рисунке 2, в и д, соответственно.

В патенте указано, что данная конструкция обеспечивает повышение эффективности её звукопоглощения на 35% относительно прототипа (рисунок 2, г, д).

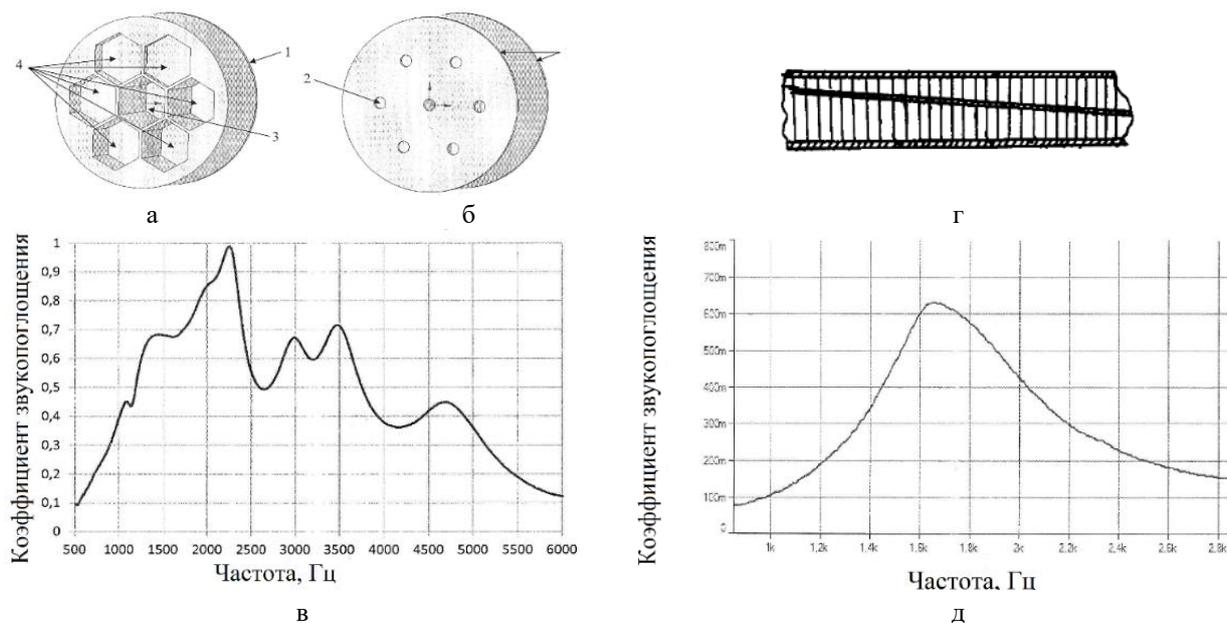


Рисунок 2 – Спиральная звукопоглощающая конструкция без перфорированной панели с формой в виде сот (а), общий вид конструкции (б), график зависимости коэффициента звукопоглощения от частоты (в), прототип изобретения (г) и график зависимости коэффициента звукопоглощения от частоты для прототипа (д): 1 – панели, 2 – перфорации, 3 – центральная ячейка, 4 – ячейки

В патенте [10] рассмотрен вариант звукопоглощающей конструкции (рисунок 3, а, б), которая состоит из перфорированной панели, являющейся внешней, и сотовой панели, разделённой на несколько отдельных камер различной глубины. Такая конструкция эффективна в более широком частотном диапазоне по сравнению с классическими ЗПК резонансного типа (рисунок 3, в, г). Зависимости коэффициента звукопоглощения от частоты для конструкции и прототипа представлены на рисунке 3, д.

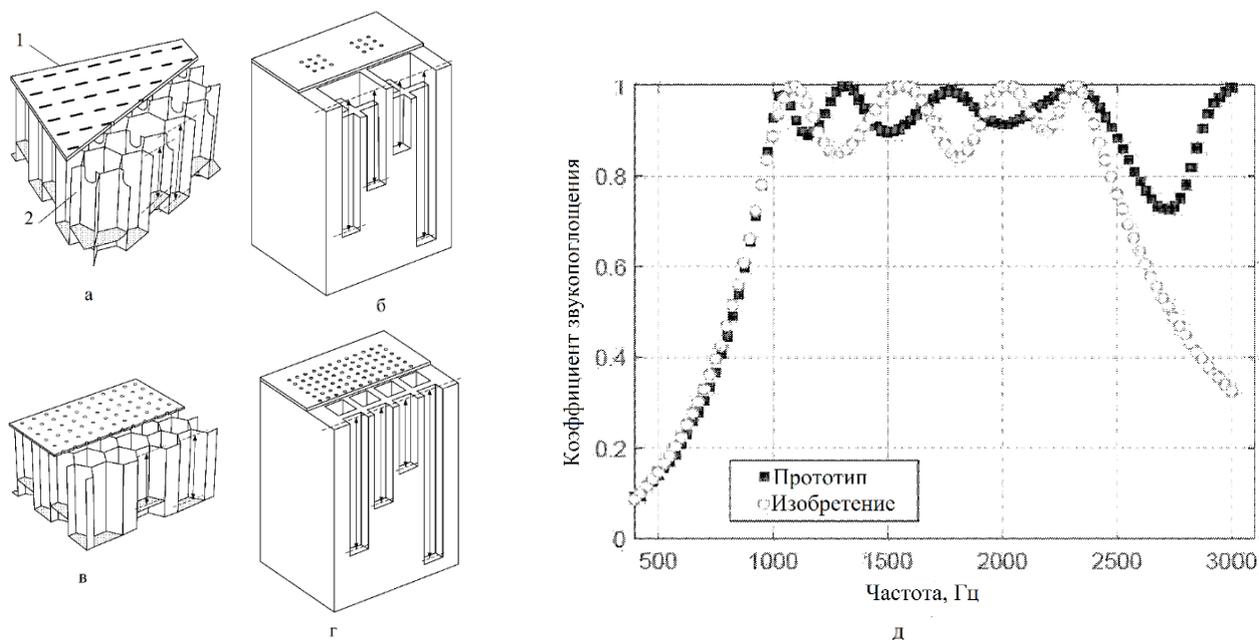


Рисунок 3 – Вид с частичным разрезом части акустического вкладыша переменной глубины (а), вид с частичным разрезом реализации акустического вкладыша переменной глубины с общими впускными объёмами (б), прототип изобретения (в, г) и график сравнения коэффициента звукопоглощения изобретения с прототипом (д): 1 – перфорированная панель, 2 – сотовая панель

В патенте [11] описана звукопоглощающая конструкция (рисунок 4, а), представляющая собой пористый лицевой лист, выполненный из проволочной сетки, неперфорированный задний лист, выполненный из тканого или нетканого волокнистого материала, и основной слой, состоящий из смежных соседних резонансных полостей, изготовленных посредством 3D-печати. Ячейки основного слоя (рисунок 4, б) имеют форму шестиугольных трубок, каждая из которых имеет одну общую боковую прямоугольную грань или стенку с соседней ячейкой. Боковые прямоугольные стенки выравниваются параллельно оси с соответствующей шестиугольной призматической структурой, на которую они разделяются.

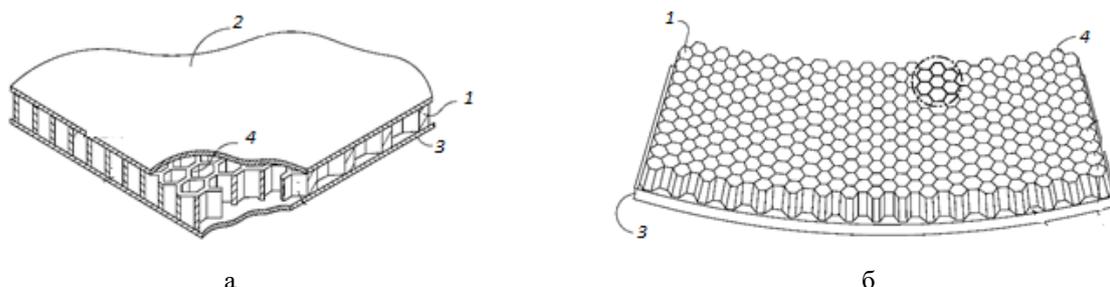


Рисунок 4 – Изометрический вид звукопоглощающей конструкции (а) и сотовая структура (б):  
1 – средний слой, 2 – лицевой лист, 3 – неперфорированный задний лист, 4 – ячейки основного слоя

В патенте [12] предложен акустический вкладыш, имеющий сотовый слой, включающий в себя множество змеевидных стенок (рисунок 5, б), расположенный между верхней, непроницаемой, и нижней, перфорированной, панелями (рисунок 5, а). Соседние змеевидные стены очерчивают область, которая вместе с прилегающими стенками дополнительно определяет ячейку, имеющую суженную часть, сообщающуюся между концевой частью и входной частью, так что суженная часть конструкции приводит к частотному сдвигу.

В патенте [13] описана звукопоглощающая конструкция, состоящая из ячеек, расположенных перпендикулярно перфорированной пластине и задней пластине (рисунок 6). Ячейки могут иметь различную форму поперечного сечения, их ширина может составлять 5...10 мм, а расстояние между перфорированной и задней пластиной может составлять 25...50 мм.

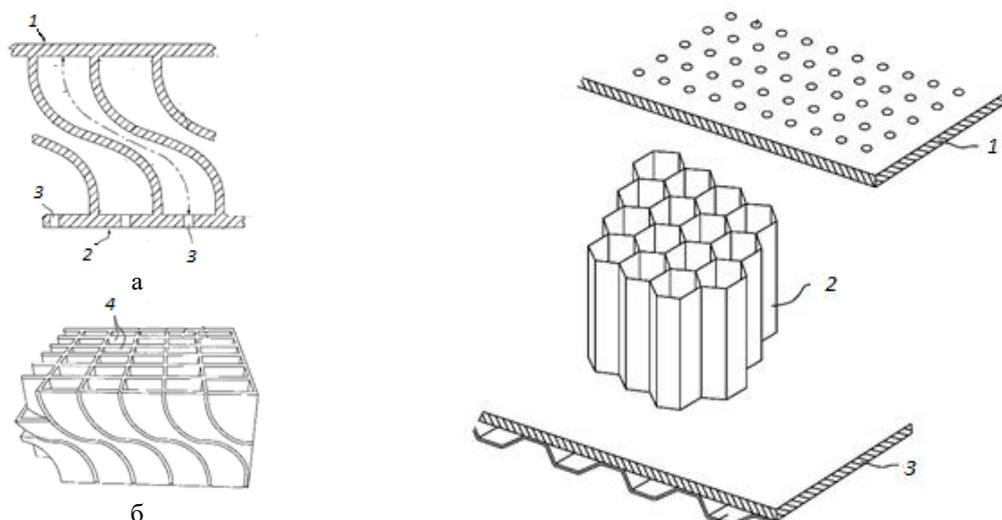


Рисунок 5 – Поперечное сечение (а) и вид акустического вкладыша (б):  
1 – непроницаемая панель, 2 – перфорированная панель, 3 – отверстия или перфорации, 4 – ячейки

Рисунок 6 – Звукопоглощающая конструкция:  
1 – перфорированная пластина, 2 – ячейки, 3 – задняя пластина

## 2 Звукопоглощающие конструкции нелокально-реагирующего типа

В данном разделе рассмотрены ЗПК нелокально-реагирующего типа, настраиваемые для работы в широкой полосе частот. Данные получены на основании анализа патентов [14–35].

В патенте [14] рассмотрена многослойная панель (рисунок 7), включающая обшивки и наполнитель из гофрированного листового материала, отличающаяся тем, что в стенках гофров выполнены под углом к горизонтальной плоскости чередующиеся зигзагообразно между собой выступы и впадины. Звуковые волны, попадая на криволинейную поверхность выступов и впадин в стенках гофров и отражаясь от них, рассеиваются, в результате чего уровень шума будет снижаться в 1,05...1,2 раза по сравнению с конструкцией гофрированного наполнителя без элементов выступов и впадин в их стенках.

В патенте [15] предложена звукопоглощающая панель (рисунок 8), которая включает в себя верхнюю и нижнюю обшивки и размещённый между ними зигзагообразный наполнитель. При этом наполнитель в сечении представляет трапецию, а во впадинах наполнителя размещены введённые в панель вкладыши, профиль которых представляет собой профиль наполнителя в поперечном сечении.

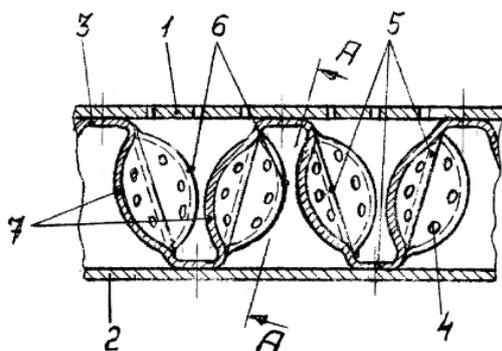


Рисунок 7 – Многослойная панель в разрезе:  
1, 2 – обшивка, 3 – наполнитель из гофрированного листового материала, 4 – перфорация, 5 – стенки гофры, 6 – выступы, 7 – впадины

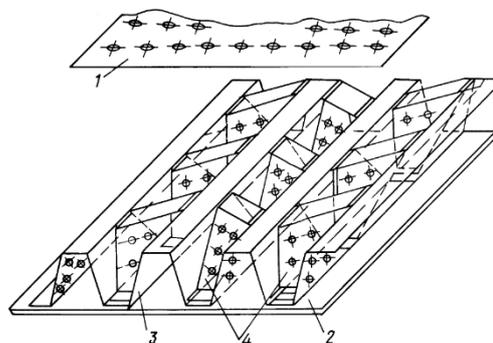


Рисунок 8 – Звукопоглощающая панель:  
1 – обшивка с перфорацией, 2 – сплошная обшивка, 3 – зигзагообразный наполнитель, 4 – вкладыши

В патенте [16] рассмотрена слоистая гофрированная панель (рисунок 9). Панель включает перфорированную и сплошную обшивки, наполнитель из перфорированного и гофрированного материала, состоящего из чередующихся между собой верхних перфорированных и гофрированных полос, при этом слои сеток устанавливаются на верхние и нижние перфорированные и гофрированные полосы с линией раздела сеток, находящихся на расстоянии, равном половине высоты двухслойного гофрированного наполнителя.

В патенте [17] предложена звукопоглощающая панель (рисунок 10, а, б), которая содержит звукопоглощающий элемент в виде жёсткого гофрированного листа. Перфорированная пластина может быть выполнена из сетки или перфорированного листа с определённой степенью перфорации. Коэффициент перфорации передней обшивки равен или превышает 0,45. Передняя и задняя обшивки выполнены из стали толщиной около 0,7 мм или из алюминиевого листа толщиной около 1 мм. Гофрированный слой выполнен из звукопоглощающего материала, у которого коэффициент отражения звука больше, чем коэффициент звукопоглощения. Расстояния между соседними рёбрами гофрированного слоя 3...5 мм.

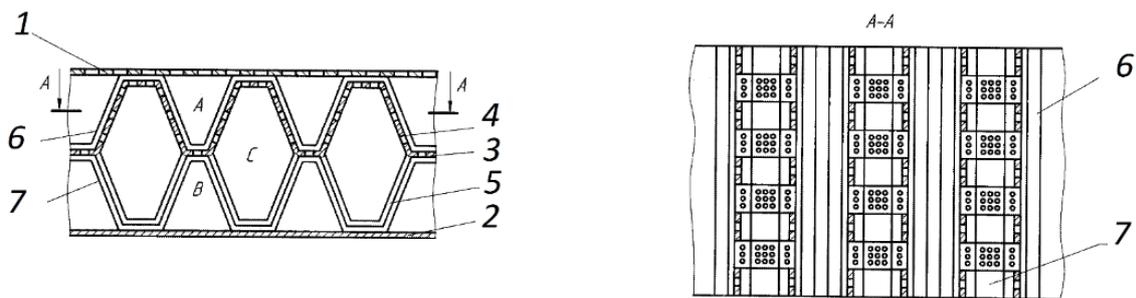


Рисунок 9 – Слоистая гофрированная панель в разрезе и сечение А-А:

1 – перфорированная обшивка, 2 – сплошная обшивка, 3 – наполнитель из гофрированного и перфорированного материала, 4 – верхние гофрированные и перфорированные полосы, 5 – нижние перфорированные полосы, 6,7 – верхняя и нижняя сетки

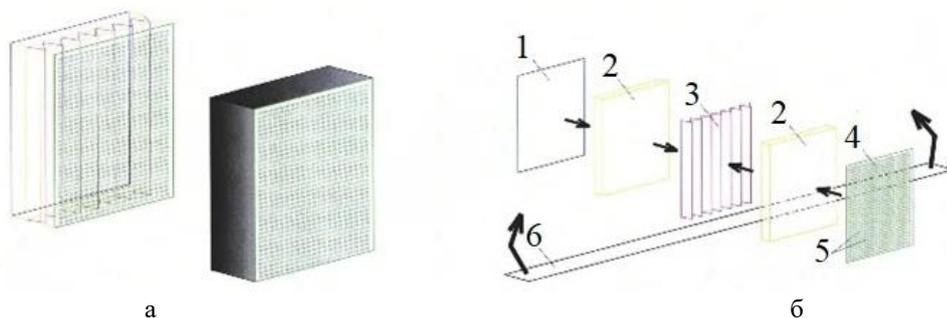


Рисунок 10 – Общий вид модели в сборе (а) и полезная модель в разобранном виде (б):

1 – опорная пластина, 2 – пластина из пористого мягкого звукопоглощающего материала, 3 – лист складчатой гофрированной структуры, 4 – перфорированная пластина, 5 – камеры Гельмгольца, 6 – узкая резиновая прокладка

В патенте [18] рассмотрена ячеистая звукопоглощающая конструкция (рисунок 11, а, б), состоящая из ячеек, каждая из которых заполняется звукопоглощающим материалом в шахматном порядке. Звукопоглощающий материал имеет толщину  $h < H/2$ , где  $H$  – толщина звукопоглощающей конструкции. Автором патента было предложено три варианта конструкции. Из графика зависимости коэффициента звукопоглощения от частоты (рисунок 11, в) видно, что наиболее эффективной является конструкция при заполнении ячеек в шахматном порядке. Данная конструкция обеспечивает повышение коэффициента звукопоглощения на низких частотах.

В патенте [19] рассмотрена звукопоглощающая конструкция (рисунок 12), которая состоит из трёх слоёв: центрального слоя, состоящего из звукоотражающего материала сложного профиля, и симметрично прилегающих к нему звукопоглощающих слоёв из материалов разной плотности. Диаметр отверстий перфорации составляет 3...7 мм, процент перфорации – 10...15%. Звукопоглощающий материал имеет объёмную плотность 500...1000 кг/м<sup>3</sup>. Такое конструктивное решение повышает надёжность ЗПК и эффективность шумоглушения.

В патенте [20] рассмотрена звукопоглощающая конструкция (рисунок 13, а–г), включающая не менее одного звукопроницаемого слоя нановолокон и одного звукопоглощающего слоя. В данном изобретении рассматриваются различные сочетания звукопроницаемых и звукопоглощающих слоёв, что приводит к более эффективному поглощению низкочастотного и высокочастотного шума при сохранении минимальной толщины и веса звукопоглощающей конструкции. Использование в составе конструкции полиакрилонитрильных нановолокон приводит к увеличению коэффициента звукопоглощения по сравнению с ЗПК с минеральной ватой (рисунок 13, д).

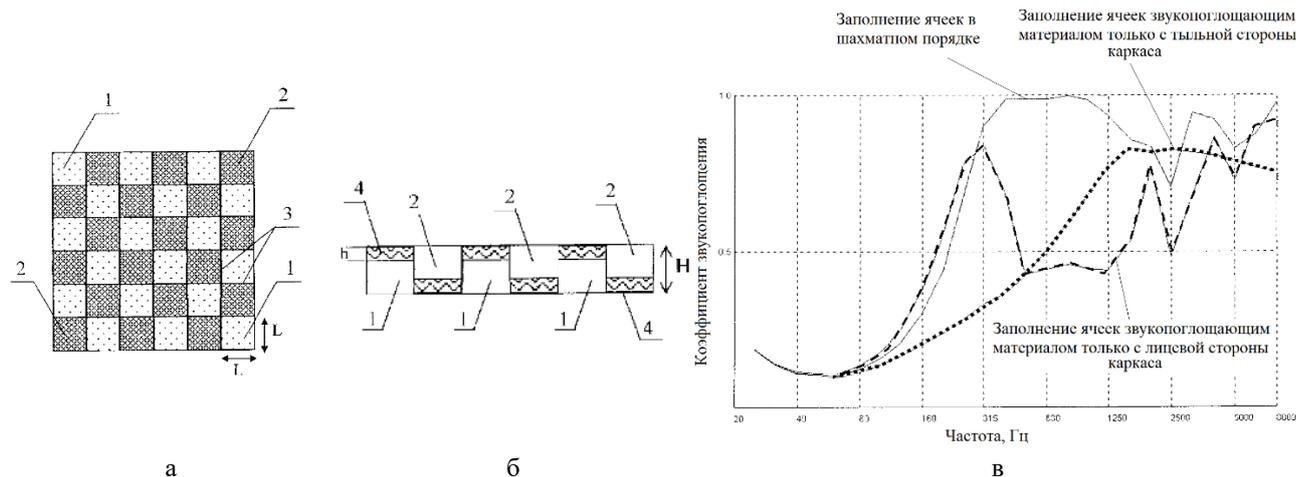


Рисунок 11 – Фронтальная поверхность звукопоглощающей ячеистой конструкции (а), разрез каркаса (б) и коэффициент звукопоглощения при различном заполнении ячеек звукопоглощающим материалом (в): 1 – ячейка, со звукопоглощающим материалом заподлицо с тыльной стороны каркаса, 2 – ячейка со звукопоглощающим материалом заподлицо с лицевой стороны, 3 – рёбра и поперечины каркаса одинаковой толщины, 4 – слой звукопоглощающего материала

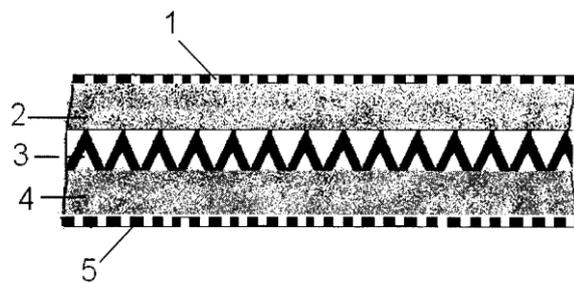


Рисунок 12 – Звукопоглощающий элемент в разрезе: 1, 5 – симметрично расположенные перфорированные стенки, 2, 4 – звукопоглощающие слои, 3 – центральный слой звукопоглощающего элемента

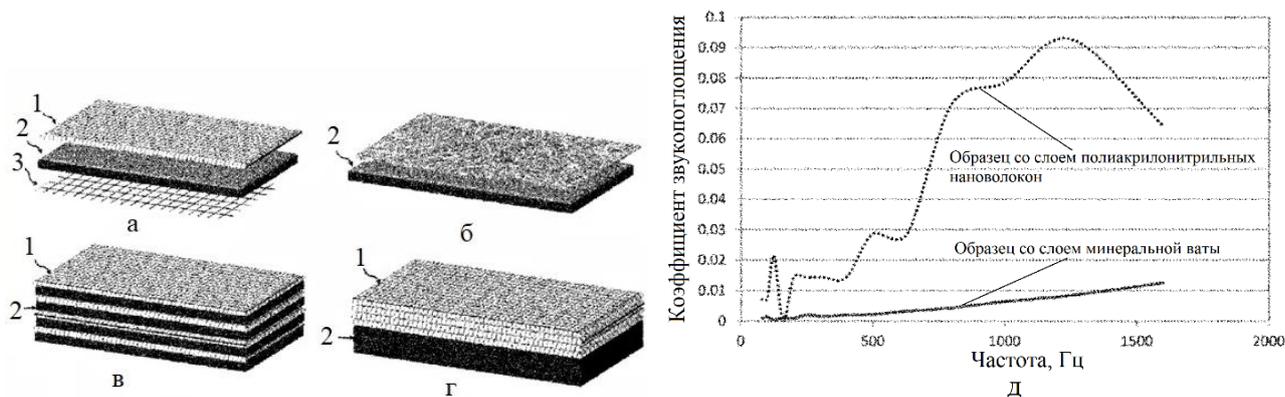


Рисунок 13 – Варианты реализации звукопоглощающей конструкции со слоем полиакрилонитрильных нановолокон (а–г), согласно изобретению, и сравнение коэффициента звукопоглощения образцов со слоем из различных наполнений (д):

1 – звукопроницаемый слой нановолокон с узорчатой пористостью, 2 – звукопоглощающий слой, 3 – узорчатый элемент

В патенте [21] рассмотрена звукопоглощающая панель (рисунок 14), наполнитель которой выполнен в виде зизгазообразного гофра, вершины которого соединены с листом. Заявленное автором конструктивное решение расширяет эффективный частотный диапазон пане-

ли. Испытания показали значительное повышение коэффициента звукопоглощения во всём исследуемом частотном диапазоне (рисунок 14, в).

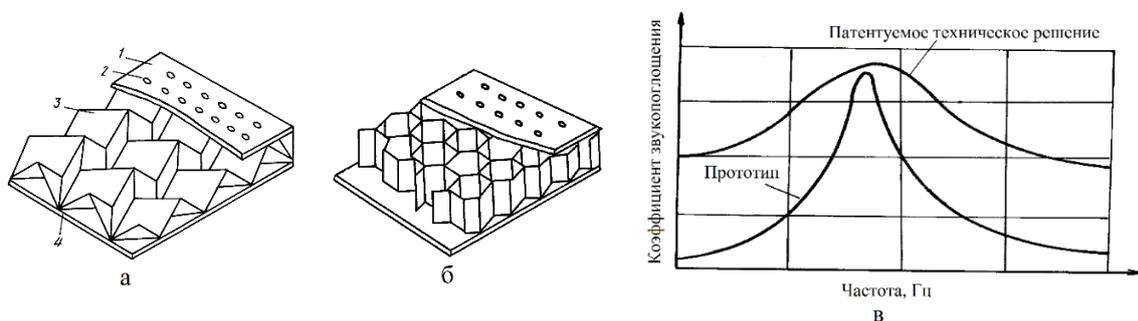


Рисунок 14 – Звукопоглощающая панель патентуемого технического решения (а), прототип технического решения (б) и сравнение коэффициента звукопоглощения прототипа с заявленным патентным решением (в): 1 – лист, 2 – отверстия, 3 – наполнитель в виде зигзагообразного гофра, 4 – опорный лист

В патенте [22] описывается звукопоглощающая конструкция (рисунок 15), выполненная из двух металлических листов наполнителя в виде складчатой структуры. Данная конструкция обладает неизменностью характеристик и устойчивостью к атмосферным воздействиям, обеспечивая высокие показатели ресурса конструкции.

В патенте [23] описывается звукопоглощающая конструкция (рисунок 16), состоящая из перфорированного и неперфорированного листа и расположенного между ними перфорированного наполнителя в виде складчатой структуры. Высота наполнителя существенно влияет на частоту максимального звукопоглощения: с увеличением высоты частота настройки уменьшается.

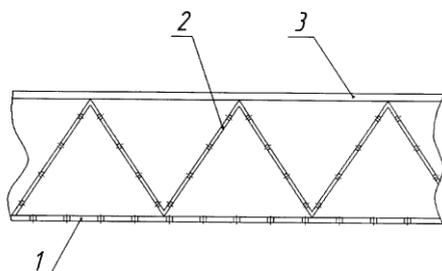


Рисунок 15 – Звукопоглощающая конструкция с перфорированным наполнителем:

1 – металлический перфорированный лист, 2 – перфорированный наполнитель в виде пространственно-складчатой структуры, 3 – неперфорированный металлический лист

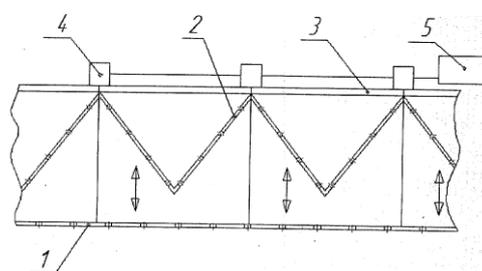


Рисунок 16 – Звукопоглощающая конструкция:

1 – перфорированный лист, 2 – перфорированный наполнитель в виде пространственно-складчатой структуры, 3 – неперфорированный металлический лист, 4 – исполнительный механизм для изменения частоты настройки звукопоглощающей конструкции, 5 – регулятор для настройки частоты

В патенте [24] рассмотрена теплозвукоизоляционная многослойная панель (рисунок 17), состоящая из нескольких слоёв, содержащих металлические листы и расположенный между ними наполнитель, выполненный в виде гофрированного листа.

Данная конструкция позволяет увеличивать теплозвукоизоляционные характеристики за счёт использования множества переходов между материалами разной плотности (разного импеданса). Индекс звукоизоляции рассматриваемой панели – 36...42 дБ; диапазон эффективной звукоизоляции – 100...10000 Гц.

В патенте [25] предложена звукопоглощающая панель (рисунок 18), состоящая из обшивок, одна из которых перфорированная. Заполнитель состоит из чередующихся верхних и нижних перфорированных и гофрированных полос, где в пространство между гофрирован-

ными полосами в середине панели в верхней и нижней части заполнителя на 1/2 высоты установлены вставки из однородных материалов. Шумоподавление обеспечивается явлением резонанса, возникающего в пространстве.

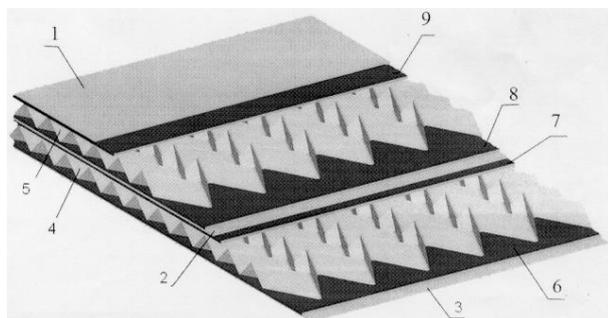


Рисунок 17 – Конструкция двухслойной теплозвукоизоляционной панели:  
1, 2, 3 – металлические листы, 4, 5 – заполнитель в виде пространственно-складчатой структуры, 6, 7, 8, 9 – изолон

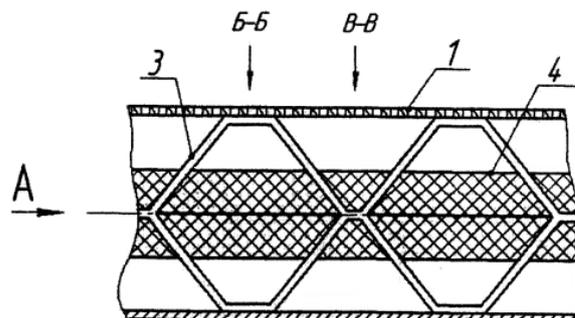


Рисунок 18 – Гофрированная панель:  
1 – перфорированная обшивка, 2 – сплошная обшивка, 3 – гофрированный заполнитель, 4 – вставки

### 3 Комбинированные звукопоглощающие конструкции

Представленные результаты получены на основании анализа патентов [26–35].

В патенте [26] предложена конструкция многослойной панели (рисунок 19), которая, как заявляют авторы, снижает уровень шума в 1,5 раза по сравнению с прототипом. В многослойной панели соседние сетки могут отличаться друг от друга диаметром проволок и расстоянием между ними, при этом величина зазора между проволоками соседних сеток определяется соотношением  $d/b \leq 0,9$ , где  $d$  – диаметр проволоки одной сетки,  $b$  – расстояние между проволоками другой сетки. Данная конструкция обеспечивает повышение эффекта шумоглушения в области низких частот.

В патенте [27] предложена комбинированная сотовая панель (рисунок 20), состоящая из сплошной и перфорированной обшивок, соединённых со слоями сотового заполнителя, отличающаяся тем, что перфорированные обшивки выполнены в виде сеток с различным сопротивлением продувки, увеличивающимся по высоте панели в направлении к сплошной обшивке, а сами сетки соединены с сотовым заполнителем с различной плотностью с соотношением величин плотности от верхнего слоя к нижнему 1:2:3, а ячейки нижнего слоя сотового заполнителя заполнены волокнистым материалом с коэффициентом звукопоглощения  $\alpha \approx 0,9$ .

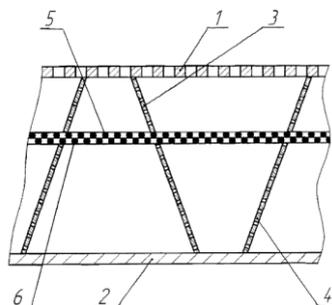


Рисунок 19 – Многослойная панель в разрезе:  
1 – перфорированная обшивка, 2 – сплошная обшивка, 3 – верхний слой перфорированного заполнителя, 4 – нижний слой перфорированного заполнителя, 5 – верхняя сетка, 6 – нижняя сетка

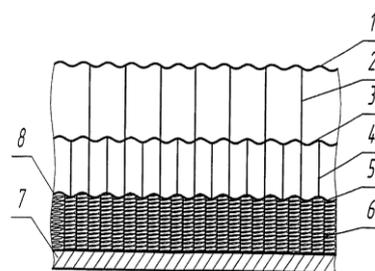


Рисунок 20 – Комбинированная сотовая панель в разрезе:  
1, 3, 5 – слои сеток, 2, 4, 6 – слои сотового заполнителя, 7 – сплошная обшивка, 8 – волокнистый звукопоглощающий материал

Выполнение конструкции сеток комбинированной сотовой панели с различным сопротивлением продувки, большое количество слоёв сотового заполнителя с расчётной резонансной частотой каждого слоя сотового заполнителя с ячейками, заполненными волокнистым материалом с высоким коэффициентом поглощения, обеспечивают получение конструкции с широким спектром поглощения шума, которая, по мнению авторов патента, более чем в 1,5 раза превосходит по эффективности существующие конструктивные решения.

В патенте [28] рассмотрена панель с гофрированным и сотовым заполнителем (рисунок 21). Панель включает гофрированный и сотовый заполнители, перфорированную и сплошную обшивки, заполнитель из сплошного и гофрированного материала, состоящий из чередующихся между собой верхних и нижних гофрированных полос. Верхние гофрированные полосы заполнителя соединены с сеткой, при этом сотовый заполнитель расположен между сеткой и перфорированной обшивкой. Проведённые эксперименты, как заявляют авторы патента, подтвердили, что данная конструкция обеспечивает снижение шума более чем в 1,5...2 раза в широком диапазоне частот.

В патенте [29] рассмотрена ЗПК, звукопоглощающий элемент которой (рисунок 22, а, б) выполнен в виде внешней и внутренней перфорированных стенок, между которыми размещён звукопоглотитель, состоящий из трёх слоёв звукопоглощающего материала, при этом первый слой, более жесткий, выполнен сплошным и профилированным и закреплён на внешней поверхности, второй слой, более мягкий, чем первый, выполнен прерывистым и расположен в фокусе звукоотражающих поверхностей первого слоя, а третий слой выполнен из вспененного звукопоглощающего материала и расположен между первым, более жестким, слоем и перфорированной поверхностью. Данная конструкция обеспечивает повышение эффективности шумоглушения на низких и средних частотах.

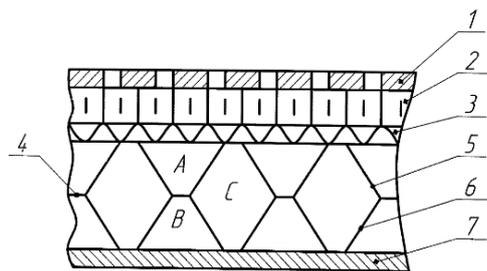


Рисунок 21 – Общий вид панели с гофрированным и сотовым заполнителем:

- 1 – перфорированная обшивка,
- 2 – сотовый заполнитель, 3 – сетка,
- 4 – гофрированный заполнитель,
- 5,6 – верхние и нижние перфорированные и гофрированные полосы, 7 – сплошная обшивка, А, В, С – различные зоны по высоте

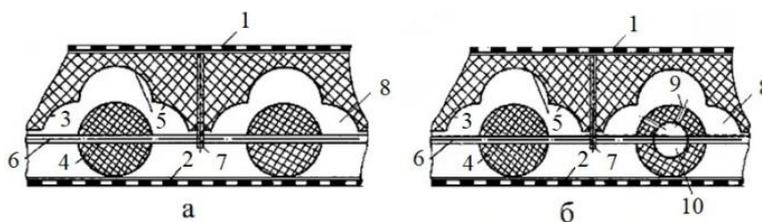


Рисунок 22 – Общий вид звукопоглощающего элемента (а) и вариант звукопоглощающего элемента с резонансной конструкцией (б):

- 1 – внешняя перфорированная поверхность, 2 – внутренняя перфорированная поверхность, 3 – сплошной профилированный слой, 4 – прерывистый звукопоглощающий слой, 5 – профили, образованные сферическими поверхностями, 6 – стержень, 7 – крепежные элементы, 8 – вспененный материал, 9 – резонансные отверстия, 10 – полость оболочки

В патенте [30] рассмотрен звукопоглощающий материал (рисунок 23, а, б), который состоит из слоя ячеистой структуры и звукопоглощающего наполнителя, пропитанного раствором связующего. Наполнитель имеет толщину 15–80% от толщины слоя ячеистой структуры и размещён внутри него. Над звукопоглощающим наполнителем и под ним содержатся воздушные полости, толщина каждой из которых составляет 10–60% от толщины слоя ячеистой структуры. Звукопоглощающий наполнитель пропитан раствором кремний- или фторорганического связующего и прикреплён к стенкам слоя ячеистой структуры при помощи клея с

термостойкостью не менее 180°C. Использование данного материала позволяет снизить вес, уменьшить материалоемкость, повысить прочностные характеристики, уменьшить влагопоглощение при сохранении высоких акустических характеристик в широком частотном диапазоне.

Коэффициент звукопоглощения данного материала с плотностью 0,19...0,36 г/см<sup>3</sup> составляет 0,81...0,99 в диапазоне частот 1250...6000 Гц.

В патенте [31] рассмотрена звукопоглощающая панель (рисунок 24), содержащая перфорированную, сплошную обшивки, среднюю перфорированную обшивку и два слоя сотового заполнителя с ячейками. Грани ячеек расположены под углом наклона 45-60° по направлению движения звуковой волны. Второй слой заполнителя выполнен с вертикальным расположением граней ячеек. Данная конструкция панели повышает эффективность шумоглушения, снижает строительную высоту и приводит к уменьшению массы конструкции.

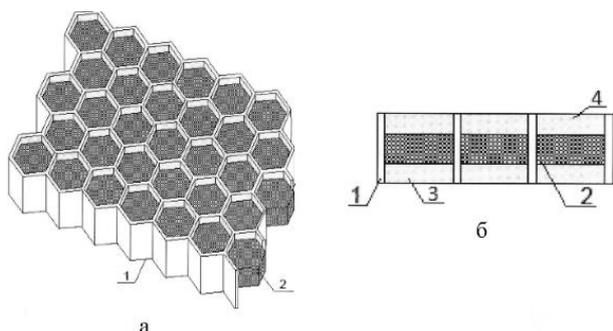


Рисунок 23 – Структура звукопоглощающего материала (а) и вид сбоку (б):

1 – наполнитель, 2 – слой ячеистой структуры (сотовпласт), 3, 4 – воздушные полости

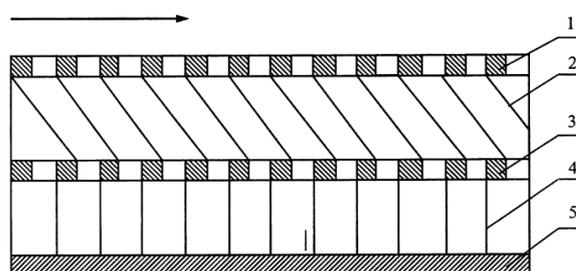


Рисунок 24 – Сотовая панель в разрезе:

1 – перфорированная обшивка, 2 – сотовый наполнитель с наклонными гранями ячеек, 3 – средняя перфорированная обшивка, 4 – сотовый наполнитель второго слоя, 5 – сплошная обшивка

В патенте [32] описана панель для отделки интерьера воздушного судна. Панель (рисунок 25) имеет многослойную структуру и содержит наружный слой, изготовленный из материала, непроницаемого для воздуха, который при использовании обращён к фюзеляжу воздушного судна. Внутренний слой изготовлен из отделочного материала интерьера воздушного судна. Конструкционный слой проложен между внутренним и наружным слоями. Материал, рассеивающий звуковую энергию, также проложен между внутренним и наружным слоями, где с помощью внутреннего слоя, изготовленного из пористого материала, обеспечивает возможность прохода воздушного потока к материалу, рассеивающему звуковую энергию.

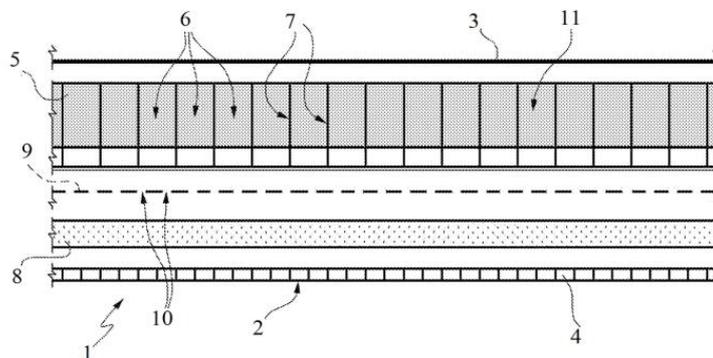


Рисунок 25 – Поперечное сечение панели:

1 – панель для отделки интерьера воздушного судна, 2 – салон вертолётa, 3 – наружный слой, 4 – внутренний слой, 5 – конструкционный слой, 6 – ячейки, 7 – проходы для воздуха, 8 – материал, 9, 10, 11 – пористый материал

В патенте [33] рассмотрена звукопоглощающая панель с сотовым наполнителем резонансного типа. Такая ЗПК (рисунок 26, а–в) содержит внутренний перфорированный и наружный слой обшивки, размещённый между слоями сотовый наполнитель, состоящий из ячеек. Ячейки сотового наполнителя выполнены полидисперсными и расположены с фрактальной укладкой с чередованием между собой по размерам так, что все ячейки имеют одинаковую ориентацию и геометрически подобны.

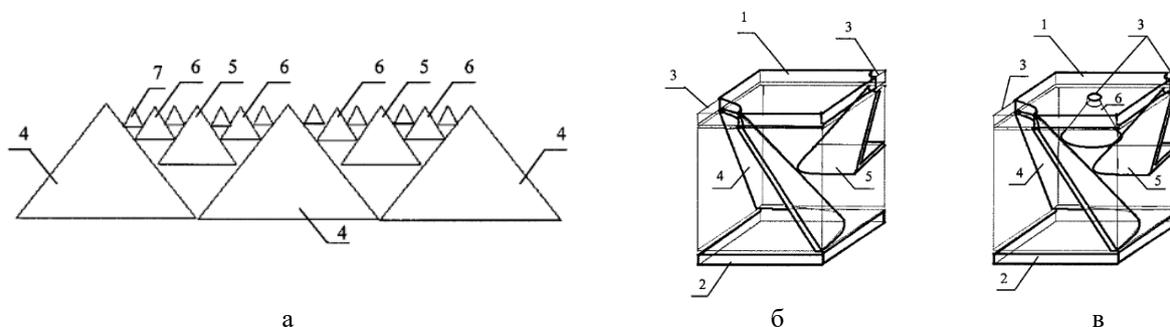


Рисунок 26 – Схема фрактального размещения полидисперсных конических ячеек в сотовом наполнителе (а); случай двухуровневой ячейки периодичности звукопоглощающей панели (б); случай трёхуровневой ячейки периодичности звукопоглощающей панели (в):

1 – внутренний слой, 2 – наружный слой, 3 – сквозные отверстия перфорации, 4 – крупные ячейки 1-го уровня, 5 – мелкие ячейки 2-го уровня, 6 – мелкие ячейки 3-го уровня, 7 – мелкие ячейки 4-го уровня

В патенте [34] рассмотрена звукопоглощающая панель с сотовым наполнителем резонансного типа. Данная ЗПК (рисунок 27) содержит внутренний перфорированный и наружный несущий слой обшивки и сотовый наполнитель между ними с фрактальными резонансными ячейками в виде пирамидальных или конических полых геометрических тел. Данная конструкция обеспечивает повышение коэффициента звукопоглощения в среднем на 20% в широком частотном диапазоне.

В патенте [35] предложена звукопоглощающая панель для применения в каналах авиадвигателей (рисунок 28). Для улучшения звукопоглощения отверстия перфорации могут быть выполнены коническо-цилиндрической формы. В каждой ячейке может располагаться одна, две или более мембран. Мембраны могут быть выполнены из тканей, сеток. Мембраны, расположенные в поперечных или наклонных сечениях ячеек, приводят к усилению резонансных явлений в камерах ячеек, что вызывает повышение коэффициента звукопоглощения шума в широком диапазоне частот.

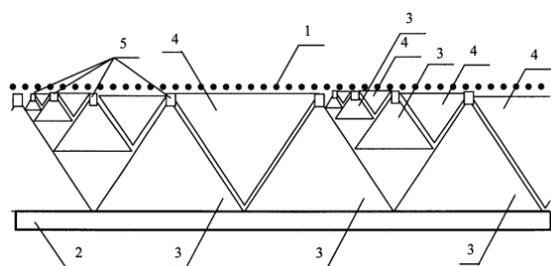


Рисунок 27 – Звукопоглощающая панель с фрактальными N-полидисперсными резонансными ячейками:

1 – внутренний перфорированный слой, 2 – наружный несущий слой, 3 – резонансные ячейки, 4 – антирезонансные ячейки, 5 – горловины резонансных ячеек

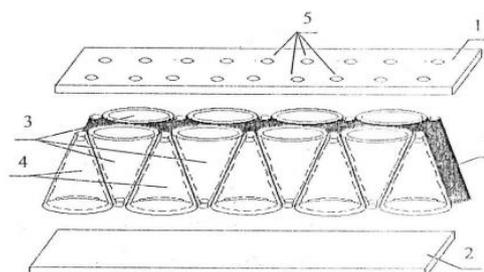


Рисунок 28 – Звукопоглощающая сотовая панель с коническими резонансными ячейками:

1 – внутренний шумопоглощающий перфорированный слой, 2 – наружный шумопоглощающий перфорированный слой, 3, 4 – ячейки с взаимнообратной, ориентацией «вершина-основание», 5 – сквозная перфорация, 7 – связующий наполнитель

## Заключение

Выполнен обзор доступных патентов и рассмотрены современные ЗПК локально-реагирующего, нелокально-реагирующего и комбинированного типов, которые могут быть использованы для снижения уровней шума в салонах самолётов и вертолётов, а также установлены в каналах наружного контура авиадвигателей для снижения уровней шума вентиляторов.

Отметим, что представленные в работе ЗПК являются концепциями, предлагаемыми различными авторами-патентообладателями. Реальные звукопоглощающие конструкции с соответствующими геометрическими параметрами, устанавливаемые в каналах эксплуатирующихся двигателей и в салонах летательных аппаратов, являются коммерческой тайной организаций-разработчиков.

Все рассмотренные ЗПК нелокально-реагирующего типа являются в 1,05...2 раза более эффективными, чем панели-прототипы. Внедрение сеток и других элементов в конструкцию ЗПК также расширяет их эффективный частотный диапазон.

ЗПК локально-реагирующего типа имеют коэффициент звукопоглощения на 20–35% выше, чем у панелей-прототипов. Все рассмотренные конструкции ЗПК локально-реагирующего типа могут быть изготовлены методом 3D-печати. Усложнение ЗПК локально-реагирующего типа в основном направлено на увеличение их эффективности и расширение полосы настройки, и, согласно современной классификации, их можно называть комбинированными.

В отличие от ЗПК локально-реагирующего типа, которые можно настраивать на базе полуэмпирических моделей [36–38], настройка ЗПК нелокально-реагирующего типа в настоящее время осуществляется на базе испытаний значительного количества образцов ЗПК на установке типа «интерферометр» [39,40]. Актуальной и перспективной является задача численного моделирования различных типов ЗПК [41–43].

Представленная работа будет продолжена в части изготовления образцов различных типов ЗПК и выполнения сравнительной оценки их эффективности по результатам испытаний на установке типа «интерферометр», созданной в Московском авиационном институте.

## Список использованных источников

1. Международные стандарты и рекомендуемая практика. Приложение 16 к Конвенции о международной гражданской авиации. Охрана окружающей среды. Т. 1. Авиационный шум. Издание 7, 2014. – URL: [http://www.bpl.ru/asmap/Annexes/an16\\_v1\\_cons\\_ru.pdf](http://www.bpl.ru/asmap/Annexes/an16_v1_cons_ru.pdf) (дата обращения: 03.09.2023).
2. ГОСТ 20296-2014. Самолеты и вертолеты гражданской авиации. Допустимые уровни шума в салонах и кабинах экипажа и методы измерения шума : межгосударственный стандарт : дата введения 2015-01-01 / Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии. – Москва : Стандартинформ, 2014. – 12 с.
3. ГОСТ Р 70066-2022. Авиационная техника. Требования к акустическому проектированию пассажирского салона и кабины экипажа самолетов : дата введения 2023-03-01 / Технический комитет по стандартизации ТК 323 "Авиационная техника". – Москва : Российский институт стандартизации, 2022. – 24 с.
4. Kuznetsov, K. Designing of RRJ-95NEW-100 aircraft with regard to cabin noise requirements / K. Kuznetsov, V. Lavrov, P. Moshkov, V. Rubanovsky // Akustika. – 2021. – vol. 41. – pp. 36-41.
5. Мошков, П. А. Проблемы проектирования гражданских самолетов с учетом требований по шуму в салоне / П. А. Мошков // Вестник Московского авиационного института. – 2019. – Т. 26, № 4. – С. 28-41.
6. Samokhin, V. Analytical model of engine fan noise / V. Samokhin, P. Moshkov, A. Yakovlev // Akustika. – 2019. –vol. 32. – pp. 168-173.
7. Ипатов, М. С. Влияние спектра высокоинтенсивного источника звука на звукопоглощающие свойства облицовок резонансного типа / М. С. Ипатов, М. Н. Остроумов, А. Ф. Соболев // Акустический журнал. – 2012. – Т. 58, № 4. – С. 465-472.

8. Патент 2707658 Российская Федерация, МПК G10K 11/172 (2006.01). Ступенчатые акустические структуры с множеством степеней свободы : № 2018142319 : заявл. от 28.04.2017 : опубл. 28.11.2019 / Фумитака Игихаси. – 36 с.

9. Патент 2734246 Российская Федерация, МПК В32В 3/12(2006.01). Разновысотная звукопоглощающая конструкция : № 2019137044 : заявл. 18.11.2019 : опубл. 13.10.2020 / П. В. Писарев, Г. С. Шипунов, А. Н. Аношкин, К. А. Максимова. 7 с.

10. Патент 11,353,240 Соединенные Штаты Америки, МПК F24F 13/24 (2006.01), G10K 11/162 (2006.01). Low Drag, Variable-Depth Acoustic Liner : 16/585,291: заявл. 27.09.2019 : опубл. 7.06.2022 / Noah H. Schiller, Michael G. Jones, Brian M. Howerton, Douglas M. Nark. Low Drag. – 23 с.

11. Патент 10174675 Соединенные Штаты Америки, МПК F02C 7/045 ( 2006 . 01 ), В64D 33/02 (2006 . 01 ). Acoustic liner for gas turbine engine component : № 14984767 : заявл. 30.12.2015 : опубл. 8.01.2019 / М. М. Martinez, R. K. Majjigi, S. T. Davies, E. Geertsema. – 12 с.

12. Патент 947635 Соединенные Штаты Америки, МПК F02C 7/24 (20060101), E04B 1/82 (20060101). Acoustic liner : № 14251226 : заявл. 11.04.2014 : опубл. 15.10.2015 / Christian Soria, Jose S. Alonso-Miralles, Hwa-Wan Kwan.

13. Патент 20160017810 Соединенные Штаты Америки. Acoustic liner heat exchanger : №14794353 : заявл. 08.07.2015 : опубл. 21.01.2016 / Wesley K., SUCIU G.L.

14. Патент 2285091 Российская Федерация, МПК E04B 1/74 (2006.01), В32В 3/24 (2006.01), В64С 3/26 (2006.01). Многослойная панель : № 2004102344/11 : заявл. 27.01.2004 : опубл. 10.10.2006 / А. А. Коротков, В. И. Максименков, А. Ф. Соболев, В. Р. Вехов. – 5 с.

15. Патент 2249258 Российская Федерация, МПК G 10 К 11/16, E 04 В 1/82. Звукопоглощающая панель : № 2003108575/28 : заявл. 27.03.2003 : опубл. 27.03.2005. / В. И. Максименков, В. А. Тарасов, В. П. Дорошков. – 5 с.

16. Патент 2 622657 Российская Федерация, МПК В32В 3/30 (2006.01), В32В 3/12 (2006.01), E04C 2/24 (2006.01). Слоистая гофрированная панель : № 2015120315 : заявл. 28.05.2015 : опубл. 19.06.2017 / В. И. Максименков, М. В. Молод.

17. Патент 171794 Российская Федерация, МПК E04B 1/84 (2006.01), E04B 1/86 (2006.01), E04B 2/02 (2006.01), E04C 2/34 (2006.01). Звукопоглощающая панель для шумозащитной конструкции : № 2016141361 : заявл. 20.10.2016 : опубл. 16.06.2017 / А. Е. Шашурин, И. Н. Заплетников, В. А. Кириченко, Н. И. Иванов, К. В. Бужинский, В. В. Светлов, Ю. С. Бойко. – 7 с.

18. Патент 27399 Российская Федерация, МПК E04C 2/00 (2000.01). Звукопоглощающая ячеистая конструкция : № 2002127672/20 : заявл. 23.10.2002: опубл. 27.01.2003 / Ю. И. Белоусов, В. Ю. Мачнев, В. Б. Степанов. – 9 с.

19. Патент 2583442 Российская Федерация, МПК E04B 1/84 (2006.01), G10K 11/16 (2006.01). Звукопоглощающая конструкция : № 2014134898/03 : заявл. 27.08.2014 : опубл. 10.05.2016 / О. С. Кочетов, М. О. Стареева, М. М. Стареева, А. М. Стареева, Т. Д. Ходакова. – 9 с.

20. Патент 10540952 Соединенные Штаты Америки, МПК G10K 11/168 ( 2006.01 ), В32В 5/02 (2006.01), В32В 27/06 (2006.01), В32В 5/18 (2006.01). Sound absorbing structure including nanofibers : № 15473069 : заявл. 29.03.2017 : опубл. 21.01.2020 / Maryam M. Gojani, Mohammad A. Tehran, Ali A. Gharehaghaji. – 23 с.

21. Патент 2052604 Российская Федерация, МПК E 04 C 2/36. Звукопоглощающая панель : №94007326/33 : заявл. 01.03.1994 : опубл. 20.01.1996 / В. Е. Десятов, А. И. Ицкович, О. В. Назаров, В. И. Халиулин. – 7 с.

22. Патент 61353 Российская Федерация, МПК F02C 7/045 (2006.01). Звукопоглощающая конструкция с перфорированным наполнителем в виде складчатой структуры : №2006134517/22 : заявл. 28.09.2006 : опубл. 27.02.2007 / Е. В. Шахматов, А. Н. Крючков, С. А. Богданов, О. В. Назаров. – 8 с.

23. Патент 67650 Российская Федерация, МПК F02C 7/045 (2006.01). Звукопоглощающая конструкция : № 2007118078/22 : заявл. 14.05.2007 : опубл. 27.10.2007 / Е. В. Шахматов, А. Н. Крючков, С. А. Богданов, Г. О. Белов, О. В. Назаров. – 9 с.

24. Патент 52877 Российская Федерация, МПК E04B 1/88 (2006.01). Теплозвукоизоляционная многослойная панель : №2005134541/22 : заявл. 07.11.2005 : опубл. 27.04.2006 / О. В. Назаров, Е. В. Шахматов, С. А. Богданов, А. Н. Крючков, Р. М. Пасков. – 11 с.

25. Патент RU 2743501 Российская Федерация, МПК В32В 3/30 (2006.01). Гофрированная панель с гомогенным наполнителем : № 2020109284 : заявл. 02.03.2020 : опубл. 19.02.2021 / В. И. Максименков, М. В. Молод, А. К. Сомов, Ю. В. Молод. – 7 с.

26. Патент RU 2491172 Российская Федерация, МПК В32В 3/12. Многослойная панель : №2012106744/05 : заявл. 27.02.2012 : опубл. 27.08.2013. В. И. Максименков, В. Ф. Копьев, В. Ф. Самохин, В. Ф. Соболев, М. В. Молод, А. К. Сомов. – 3 с.

27. Патент 2588516 Российская Федерация, МПК В32В 3/12 (2006.01), В32В 3/24 (2006.01). Комбинированная сотовая панель : № 2014117425/05 : заявл. 29.04.2014 : опубл. 27.06.2016 / В. И. Максименков, М. В. Молод, А. Ф. Соболев, В. Ф. Копьев, А. К. Сомов. – 5 с.

28. Патент 2625467 Российская Федерация, МПК В32В 3/30 (2006.01), В32В 3/12 (2006.01), Е04С 2/24 (2006.01). Панель с гофрированным и сотовым наполнителем : № 2015120316 : заявл. 28.05.2015 : опубл. 14.07.2017 / В. И. Максименков, М. В. Молод, А. Ф. Соболев, В. Ф. Копьев, А. К. Сомов. – 5 с.
29. Патент 2606018 Российская Федерация, МПК F01N 1/04 (2006.01). Звукопоглощающая конструкция Кочетова : № 2015134929 : заявл. 19.08.2015 : опубл. 10.01.2017 / О. С. Кочетов. – 8 с.
30. Патент 2572253 Российская Федерация, МПК F02С7/24. Звукопоглощающий материал и конструктивные элементы двигателя и мотогондолы двигателя, выполненные из него : № 2014140420/06 : заявл. 07.10.2014 : опубл. : 10.01.2016 / Е. Н. Каблов, М. М. Платонов, Е. М. Шульдешов, Т. А. Нестерова, Ю. А. Гергер, И. А. Назаров.
31. Патент 2784794 Российская Федерация, МПК В64С 1/40 (2006.01), Е04В 1/86 (2006.01), В21D 47/04 (2006.01). Сотовая панель : № 2021137261 : заявл. 15.12.2021 : опубл. 29.11.2022 / В. И. Максименков, М. В. Молод, А. К. Сомов. – 7 с.
32. Патент 2607210 Российская Федерация, МПК В32В 3/00 (2006.01). Панель для отделки интерьера воздушного судна и воздушное судно, отделанное такими панелями : №2014131240 : заявл. 11.10.2012 : опубл. 10.01.2017. А. Пераццо, С. Скаини. – 8 с.
33. Патент 2630488 Российская Федерация, МПК В32В 3/12 (2006.01), В32В 3/24 (2006.01), G10К 11/16 (2006.01). Звукопоглощающая сотовая панель : № 2016121733 : заявл. 01.06.2016 : опубл. 11.09.2017 / А. А. Паньков, А. Н. Аношкин, П. В. Писарев. – 9 с.
34. Патент 2686915 Российская Федерация, МПК В32В 3/12 (2006.01). Звукопоглощающая сотовая панель : № 2017146121 : заявл. 26.12.2017 : опубл. 06.05.2019 / А. А. Паньков, А. Н. Аношкин, П. В. Писарев. – 8 с.
35. Патент 179829 Российская Федерация, МПК Е04В 1/84 (2006.01). Звукопоглощающая сотовая панель : № 2017115461 : заявл. 09.02.2016 : опубл. 25.05.2018 / А. Н. Аношкин, А. А. Паньков, , П. В. Писарев, Г. С. Шипунов. – 8 с.
36. Соболев, А.Ф. Звукопоглощающие конструкции гомогенного типа для каналов авиационных двигателей / А. Ф. Соболев, В. Г. Ушаков, Р. Д. Филиппова // Акустический журнал. – 2009. – Т. 55, № 6. – С. 749-759.
37. Соболев, А.Ф. Полуэмпирическая теория однослойных сотовых звукопоглощающих конструкций с лицевой перфорированной панелью / А. Ф. Соболев // Акустический журнал. – 2007. – Т. 53, № 6. – С. 861-872.
38. Остриков, Н. Н. Актуальные задачи в области разработки эффективных ЗПК для авиадвигателей / Н. Н. Остриков, В. В. Башкатов, С. Л. Денисов, М. А. Яковец, М. С. Ипатов // Проблемы механики: теория, эксперимент и новые технологии. Тезисы докладов XVII Всероссийской конференции молодых ученых. Под редакцией Е. И. Крауса. – Новосибирск, 2023. – С. 154-155.
39. Соболев, А. Ф. Сравнение импеданса звукопоглощающей конструкции, полученного по результатам измерений на двух различных установках с использованием малого числа микрофонов / А. Ф. Соболев, Н. Н. Остриков, А. Н. Аношкин, В. В. Пальчиковский, Р. В. Бурдаков, М. С. Ипатов, М. Н. Остроумов, М. А. Яковец // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. –2016. – № 45. – С. 89-113.
40. Ипатов М.С. Исследование проблем точности измерений на интерферометре нормального падения и установке «интерферометр с потоком» / М. С. Ипатов // Сборник Тезисов Всероссийского аэроакустического форума. – 2021. – С. 69-70.
41. Дубень, А. П. Исследование акустического течения в горле резонатора / А. П. Дубень, Т. К. Козубская, С. И. Королёв, В. П. Маслов, А. К. Миронов, Д. А. Миронова, В. М. Шахпаронов // Акустический журнал. – 2012. – Т. 58, № 1. – С. 80-92.
42. Комкин, А. И. Поглощение звука резонатором Гельмгольца / А. И. Комкин, М. А. Миронов, А. И. Быков // Акустический журнал. – 2017. – Т. 63, № 4. – С. 356-363.
43. Писарев, П.В. Исследование влияния разброса диаметров перфорации на акустические характеристики ячеек звукопоглощающих конструкций / П. В. Писарев, А. Н. Аношкин, К. А. Ахунзянова, И. В. Храмцов // Вестник Казанского государственного технического университета им. А. Н. Туполева. – 2020. – Т. 76, № 2. – С. 92-97.

## Sound-absorbing structures to reduce cabin and community noise of aircraft (Review)

<b>P. A. Moshkov</b>	Candidate of Science (Engineering), Leading Engineer; NTsMU «Sverkhzvuk»; Moscow Aviation Institute (National Research University), Moscow; moshkov89@bk.ru
<b>M. N. Ostroumov</b>	1st category Engineer, NIO-101; Moscow Aviation Institute (National Research University), Moscow; ostroumovmn@mai.ru
<b>D. D. Davydov</b>	Postgraduate student of the Department 101, Engineer of NIO-101; Moscow Aviation Institute (National Research University), Moscow; davydovdd2@mai.ru

*The analysis of sound-absorbing structures is carried out taking into account their modern classification. The considered sound-absorbing structures can be used to reduce aircraft cabin and community noise levels. Depending on the spectrum of the main noise sources, the required type of sound-absorbing structure is selected, which is then adjusted to the problematic frequency range. Semiempirical and experimental methods are used to adjust sound-absorbing structures, and numerical methods are currently being actively developed.*

**Keywords:** cabin noise; community noise; sound absorption; sound-absorbing structures

**Citation:** Moshkov, P. A., Ostroumov, M. N. and Davydov, D. D. (2024), "Sound-absorbing structures to reduce cabin and community noise of aircraft (Review)", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 1, pp. 50-67. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-1-50-67. (In Russian; abstract in English).

---

### References

1. *Mezhdunarodnye standarty i rekomenduemaya praktika. Prilozhenie 16 k Konventsii o mezhdunarodnoy grazhdanskoj aviatsii. Okhrana okruzhayushchey sredy. T. 1. Aviatsionnyy shum. Izdanie 7, 2014* [International standards and recommended practices. Appendix 16 to the decision of international civil aviation. Environmental protection. T. 1. Aviation noise. Ed. 7, 2014]. URL: [http://www.6pl.ru/asmmap/Annexes/an16\\_v1\\_cons\\_ru.pdf](http://www.6pl.ru/asmmap/Annexes/an16_v1_cons_ru.pdf) (date of the application: 03.09.2023).
2. GOST 20296-2014 (2014), *Samolety i vertolety grazhdanskoj aviatsii. Dopustimye urovni shuma v salonakh i kabinakh ekipazha i metody izmereniya shuma : mezhgosudarstvennyy standart* [Aircraft and helicopter of civil aviation. Acceptable noise levels in flight decks and in salons and methods of noise measurement], Standartinform, Moscow, 12 p. (In Russian).
3. GOST R70066-2022 (2022), *Aviatsionnaya tekhnika. Trebovaniya k akusticheskomu proektirovaniyu passazhirskogo salona i kabiny ekipazha samoletov* [Aircraft equipment. Requirements for aircraft acoustic design of passenger salon and crew cockpit], Russian standardization institute, Moscow, 24 p. (In Russian).
4. Kuznetsov, K., Lavrov, V., Moshkov, P. and Rubanovsky, V. (2021), "Designing of RRJ-95NEW-100 aircraft with regard to cabin noise requirements", *Akustika*, vol. 41, pp. 36-41.
5. Moshkov, P. A. (2019), "Problems of civil aircraft design with regard to cabin noise requirements", *Aerospace MAI journal*, vol. 26, No. 4, pp. 28-41. (In Russian).
6. Samokhin, V., Moshkov, P. and Yakovlev, A. (2019), "Analytical model of engine fan noise", *Akustika*, vol. 32, pp. 168-173.
7. Ipatov, M. S., Ostroumov, M. N. and Sobolev, A. F. (2012), "Effect of the spectrum of a high-intensity sound source on the sound-absorbing properties of a resonance-type acoustic lining", *Acoustical Physics*, vol. 58, No 4, pp. 426-433. (In Russian).
8. Ichihashi, Fumitaka (2019), *Stupenchatye akusticheskie struktury s mnozhestvom stepeney svobody* [Stepped acoustic structures with multiple degrees of freedom], RU, Pat. 2707658. (In Russian).
9. Pisarev, P.V., Shipunov, G.S., Anoshkin, A.N. and Maksimova, K.A. (2020), *Raznovysotnaya zvukopogloshchayushchaya konstruktsiya* [Variable height sound-absorbing structure], RU, Pat. 2734246. (In Russian).

10. Noah H. Schiller, Michael G. Jones, Brian M. Howerton, Douglas M. Nark (2022), *Low Drag, Variable-Depth Acoustic Liner*, US, Pat. 11,353,240.
11. Martinez, M. M., Majjigi, R. K., Davies, S. T. and Geertsema, E. (2019), *Acoustic liner for gas turbine engine component*, US, Pat. 10174675.
12. Christian Soria, Jose S. Alonso-Miralles and Hwa-Wan Kwan (2015), *Acoustic liner*, US, Pat. 9476359.
13. Lord Wesley K and Suci Gabriel L (2016), *Acoustic liner heat exchanger*, US, Pat. 20160017810.
14. Korotkov, A. A., Maksimenkov, V. I., Sobolev, A. F. and Vekhov, V. R. (2006), *Mnogosloynnaya panel'* [Multilayered panel], RU, Pat. 2285091. (In Russian).
15. Maksimenkov, V.I., Tarasov, V.A. and Doroshkov, V.P. (2005), *Zvukopogloshchayushchaya panel'* [Sound absorbing panel], RU, Pat. 2249258. (In Russian).
16. Maksimenkov, V. I. and Molod, M. V. (2017), *Sloistaya gofrirovannaya panel'* [Layered corrugated panel], RU, Patent 2622657. (In Russian).
17. Shashurin, A. E., Zapletnikov, I. N., Kirichenko, V. A., Ivanov, N. I., Buzhinskij, K. V., Svetlov, V. V. and Boyko, Y.S. (2017), *Zvukopogloshchayushchaya panel' dlya shumozashchitnoy konstruksii* [Sound absorbing panel for sound protection structure], RU, Pat. 171794. (In Russian).
18. Belousov, J.I., Machnev, V.J. and Stepanov, V.B.(2003), *Zvukopogloshchayushchaya yacheistaya konstruksiya* [Sound-absorbing cellular structure], RU, Pat. 27399. (In Russian).
19. Kochetov, O. S., Stareeva M. O., Stareeva M. M., Stareeva A. M. and Khodakova T. D. (2016), *Zvukopogloshchayushchaya konstruksiya* [Sound absorbing structure], RU, Pat. 2583442. (In Russian).
20. Gojani, M. M., Tehran and M. A. и Gharehaghaji, A. A. (2020), *Sound absorbing structure including nanofibers*, US, Pat. 10 540 952.
21. Desyatov, V.E., Itskovich, A.I., Nazarov and O.V., Khaliulin, V.I. (1996), *Zvukopogloshchayushchaya panel'* [Sound absorbing panel], RU, Pat. 2052604. (In Russian).
22. Shakhmatov, E. V., Kryuchkov, A. N., Bogdanov, S.A. and Nazarov, O.V. (2007), *Zvukopogloshchayushchaya konstruksiya s perforirovannym zapolnitelem v vide skladchatoy struktury* [Sound-absorbing structure with perforated filler in the form of folded structure], RU, Pat. 61353. (In Russian).
23. Shakhmatov, E. V., Kryuchkov, A. N., Bogdanov, S. A., Belov, G. O. and Nazarov, O. V. (2007), *Zvukopogloshchayushchaya konstruksiya* [Sound-absorbing design], RU, Pat. 67650. (In Russian).
24. Nazarov, O. V., Shakhmatov, E. V., Bogdanov, S. A., Kryuchkov, A. N. and Paskov, R. M. (2006), *Teplozvukoizolyatsionnaya mnogosloynnaya panel'* [Thermal and sound insulating multilayer panel], RU, Pat. 52877. (In Russian).
25. Maksimenkov, V. I., Molod, M. V., Somov, A. K. and Molod, Y. V. (2021), *Gofrirovannaya panel' s gomogennym napolnitelem* [Corrugated panel with homogeneous filler], RU, Pat. 2743501. (In Russian).
26. Maksimenkov, V. I., Kop'ev, V. F., Samokhin, V. F., Sobolev, V. F., Molod, M. V. and Somov, A. K. (2013), *Mnogosloynnaya panel'* [Sandwich panel], RU, Pat. 2491172. (In Russian).
27. Maksimenkov, V. I., Molod, M. V., Sobolev, A. F., Kopyev, V. F. and Somov, A. K. (2016), *Kombinirovannaya sotovaya panel'* [Combined honeycomb panel], RU, Pat. 2588516. (In Russian).
28. Maksimenkov, V. I., Molod, M. V., Sobolev, A. F., Kopyev, V. F. and Somov, A. K. (2017), *Panel' s gofrirovannym i sotovym zapolnitelem* [Panel with corrugated and honeycomb core], RU, Pat. 2625467. (In Russian).
29. Kochetov, O.S. (2017), *Zvukopogloshchayushchaya konstruksiya Kochetova* [Kochetov's sound-absorbing structure], RU, Pat. 2606018. (In Russian).
30. Kablov, E. N., Platonov, M. M., Shul'deshov, E. M., Nesterova, T. A., Gerter, J. A. and Nazarov, I. A. (2016), *Zvukopogloshchayushchiy material i konstruktivnye elementy dvigatelya i motogondoly dvigatelya, vypolnennye iz nego* [Sound-absorbing material and structural elements of engine and its nacelle], RU, Pat. 2572253. (In Russian).
31. Maksimenkov, V. I., Molod, M. V. and Somov, A. K. (2022), *Sotovaya panel'* [Honeycomb panel], RU, Pat. 2784794. (In Russian).
32. Peratssolo, A. and Skaini, S. (2017), *Panel' dlya otdelki inter'era vozdušnogo sudna i vozdušnoe sudno, otdelannoe takimi panelyami* [Aircraft interior finishing panel and aircraft with such panels], RU, Pat. 2607210. (In Russian).
33. Pankov, A. A., Anoshkin, A. N. and Pisarev, P. V. (2017), *Zvukopogloshchayushchaya sotovaya panel'* [Sound absorbing honeycomb panel], RU, Pat. 2630488. (In Russian).
34. Pankov, A. A., Anoshkin, A. N. and Pisarev, P. V. (2019), *Zvukopogloshchayushchaya sotovaya panel'* [Sound absorbing honeycomb panel], RU, Pat. 2686915. (In Russian).
35. Pankov, A. A., Anoshkin, A. N., Pisarev, P. V. and Shipunov, G. S. (2018), *Zvukopogloshchayushchaya sotovaya panel'* [Sound absorbing honeycomb panel], RU, Pat. 179829. (In Russian).
36. Sobolev, A. F., Ushakov, V. G. and Filippova, R. D. (2009), "Homogeneous sound-absorbing structures for aircraft engine ducts", *Acoustical Physics*, vol. 55, No. 6, pp. 805-815.
37. Sobolev, A. F. (2007), "A semiempirical theory of a one-layer cellular sound-absorbing lining with a perforated face panel", *Acoustical Physics*, vol. 53, No. 6, pp. 762-771.

38. Ostrikov, N. N., Bashkatov, V. V., Denisov S. L., Yakovets, M. A. and Ipatov, M. S. (2023), "Current problems in the development of effective liners for aircraft engines", *Problems of mechanics: theory, experiment and new technologies. Theses of reports of the XVII All-Russian Conference of Young Scientists. Edited by E.I. Kraus*, Novosibirsk, pp. 154-155. (In Russian).

39. Sobolev, A. F., Ostrikov, N. N., Anoshkin, A. N., Palchikovskiy, V. V., Burdakov, R. V., Ipatov, M. S., Ostroumov, M. N. and Yakovets, M. A. (2016), "Comparison of the impedance of a sound-absorbing structure obtained from measurements on two different installations using a small number of microphones", *Bulletin of the Perm National Research Polytechnic University. Aerospace engineering*, No. 45, pp. 89-113. (In Russian).

40. Ipatov, M. S. (2021), "Study of problems of measurement accuracy on a normal incidence interferometer and an "interferometer with flow" installation", *Collection of Abstracts of the All-Russian Aeroacoustics Forum*, pp. 69-70. (In Russian).

41. Duben', A. P., Kozubskaya, T. K., Korolev S. I., Maslov V. P., Mironov A. K., Mironova D. A. and Shakhparonov V. M. (2012), "Acoustic flow in the resonator throat: experiment and computational modeling", *Acoustical Physics*, vol. 58, No. 1, pp. 69-80.

42. Komkin, A. I., Bykov, A. I. and Mironov, M. A. (2017), "Sound absorption by a helmholtz resonator", *Acoustical Physics*, vol. 63, No. 4, pp. 385-392.

43. Pisarev, P. V., Anoshkin, A. N., Akhunzyanova, K. A. and Khramtsov, I. V. (2020), "Investigation of the influence of the variation of perforation diameters on the acoustic characteristics of cells of sound-absorbing structures", *Bulletin of Kazan State Technical University named after A.N. Tupolev*, vol. 76, No. 2, pp. 92-97. (In Russian).



## Виброакустическое моделирование трубопроводной обвязки компрессора

- Т. Б. Миронова** кандидат технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок имени академика РАН Владимира Павловича Шорина;  
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара;  
mironova.tb@ssau.ru
- П. Д. Рекадзе** кандидат технических наук, инженер-конструктор НИИ-201 (Институт акустики машин) института двигателей и энергетических установок;  
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара;  
rekadze.pd@ssau.ru
- А. Б. Прокофьев** доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой теории двигателей летательных аппаратов имени В. П. Лукачёва;  
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара;  
prok@ssau.ru

*В работе представлены основные этапы создания конечно-элементной модели трубопроводной обвязки компрессора, разработанной в программном комплексе Ansys с использованием языка APDL. Конечно-элементная модель сформирована с учётом реальных условий креплений участков трубопроводов в виде установленных опор. Для определения граничных условий трубопроводной системы первым этапом проводится аналитический расчёт пульсаций расхода и давления рабочей среды, генерируемых компрессором. Результаты численных расчётов в виде амплитуды вибрации трубопроводов были получены для каждого участка трубопроводной системы. Проведено сравнение полученных результатов с рекомендуемыми ГОСТ 32569-2013 параметрами вибрации.*

**Ключевые слова:** форма колебаний; трубопровод; крепление; вибрация; пульсации

**Цитирование:** Миронова, Т. Б. Виброакустическое моделирование трубопроводной обвязки компрессора / Т. Б. Миронова, П. Д. Рекадзе, А. Б. Прокофьев // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №1. – С. 68–77. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-1-68-77

---

### Введение

Трубопроводные системы играют решающую роль в транспортировке жидкости и газа в различных отраслях промышленности. Моделирование динамического поведения этих систем необходимо для понимания их эффективности и производительности в различных условиях эксплуатации.

В нефтяной отрасли и на магистральных трубопроводах Российской Федерации в настоящее время эксплуатируются десятки тысяч различных насосов, компрессоров и иного

нагнетательного оборудования различной мощности. Превышение допустимых уровней вибрации является причиной аварийных ситуаций на трубопроводах.

Одним из основных факторов, значительно снижающих надёжность и работоспособность трубопроводов, являются виброакустические нагрузки (вибрация трубопроводов, колебания давления и расхода рабочей среды). Они служат причиной усталостных разрушений, повреждений агрегатов и арматуры, нарушения герметичности уплотнений.

Одними из основных источников вибрации трубопроводов в большинстве случаев являются динамические нагрузки вращающихся неуравновешенных роторов насосов и турбоагрегатов, а также пульсирующий поток рабочего тела. Особую опасность представляет случай, когда в процессе разгона ротора происходит переход через резонансную частоту трубопровода. Резонанс характеризуется максимальными амплитудами колебаний, при которых трубопровод может разрушиться.

Резонансные явления в трубопроводах на выходе компрессоров являются причиной многочисленных аварий на химических и нефтеперерабатывающих предприятиях. Подобные аварии имели место на Ярославском и Казанском ОАО «Оргсинтез», НАК «Азот» и Саратовском ОАО «Нитрон».

Метод конечных элементов (МКЭ) является широко распространённым инструментом для анализа динамического поведения трубопроводных систем. Однако, несмотря на то, что методы конечных элементов предлагают большой потенциал для моделирования динамики трубопроводных систем с компрессорами, существует несколько проблем, требующих тщательного рассмотрения. Одной из таких является представление динамических характеристик компрессора при моделировании трубопроводной системы. Компрессоры обладают сложной динамикой, которая должна быть надлежащим образом интегрирована в модель трубопроводной системы [1, 2].

Одним из основных направлений моделирования методом конечных элементов трубопроводной системы является точное представление граничных условий системы, поскольку они играют важную роль в отображении её динамического поведения. Включение граничных условий, таких как взаимодействие жидкости или газа и конструкции, колебания температуры и внешние силы, необходимо для точного представления реальных сценариев и обеспечения надёжных прогнозов [3, 4, 5].

В данной статье представлен расчёт вибрации трубопроводной системы с поршневым компрессором Burckhardt 4B2AC2.43\_1 (рисунок 1). Виброперемещение трубопроводов сравнивается с действующими нормами ГОСТ 32569-2013 [6].

Для расчёта вибрации трубопровода необходимо знание динамических характеристик расхода от компрессора [7]. Эти пульсации затем пересчитываются в пульсации давления в трубопроводной системе. Результаты этих расчётов включены как часть граничных условий для конечно-элементного моделирования трубопроводной системы.

## **1 Расчёт вынужденных частот пульсаций давления, генерируемых компрессором**

Пульсации расхода и давления на выходе компрессора могут определяться экспериментальным или расчётным способом. Поскольку экспериментальная оценка представляет значительные организационно-методические сложности для объектов таких габаритов, то для проектных расчётов часто используют теоретические зависимости [7].

Динамические свойства присоединённой системы оценивают с использованием теории динамических аналогий [8].

В статье рассчитаны характеристики трубопроводной системы на частоте пяти первых гармоник поршневого компрессора Burckhardt 4B2AC2.43\_1. Параметры компрессора, используемые для расчёта, приведены в таблице 1.

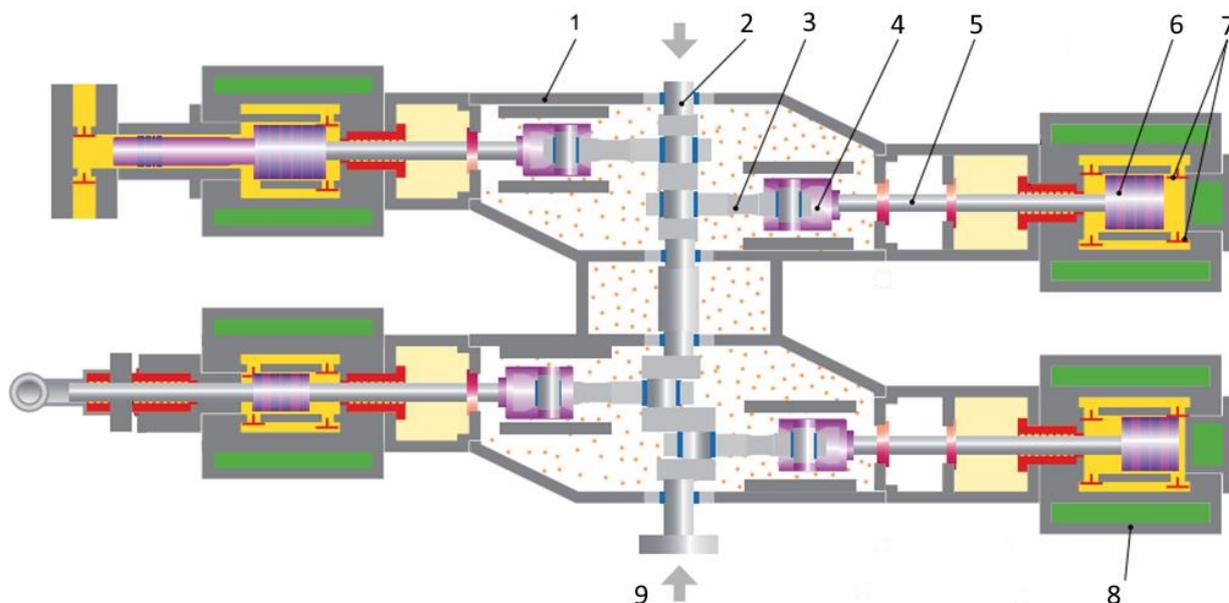


Рисунок 1 – Поршневой компрессор BURCKHARDT 4B2AC2.43\_1 [9]:

1 – кривошипно-шатунный механизм, 3 – коленчатый вал, 4 – шатун, 5 – крейцкопф, 6 – шток поршня, 8 – поршень, 9 – клапаны, 10 – цилиндр, 14 – приводной хвостовик вала

Таблица 1 – Параметры компрессора BURCKHARDT 4B2AC2.43\_1

Количество цилиндров	4
Число ступеней	2
Ход поршня, мм	250
Число цилиндров 1 ступени	2
Диаметр цилиндра, мм	430
Частота вращения коленчатого вала, грп	370

Частота пульсаций давления на  $k$ -ой гармонике  $f_k$ , генерируемая компрессором, определяется по формуле:

$$f_k = \frac{k \cdot m \cdot n \cdot z_p}{60}, \quad (1)$$

где  $k$  – номер гармоник,  $m$  – кратность действия цилиндра,  $n$  – частота вращения коленчатого вала,  $z_p$  – число поршней.

В соответствии с формулой (1), частоты первых пяти гармоник компрессора равны  $f_1=49.3$  Гц,  $f_2=98.7$  Гц,  $f_3=148$  Гц,  $f_4=197.3$  Гц,  $f_5=246.7$  Гц.

Далее необходимо провести расчёт амплитуды пульсаций газа на входе в трубопроводную систему и импеданс нагрузки на входе для каждого трубопровода системы.

Импеданс нагрузки на входе в трубопровод был рассчитан по формуле:

$$Z_{load} = \frac{4\rho c}{\pi d^2}, \quad (2)$$

где  $\rho$  – плотность газа,  $c$  – скорость звука в газе,  $d$  – внутренний диаметр трубопровода.

Амплитуда пульсаций расхода для трубопровода была рассчитана в соответствии с методикой, описанной в [7] и затем пересчитана в амплитуду пульсаций давления по следующим формулам:

$$A_p = z \cdot A_Q, \quad (3)$$

где  $A_p$  – амплитуда пульсаций давления,  $z$  – импеданс нагрузки,  $A_Q$  – амплитуда пульсаций расхода.

## 2 Конечно-элементная модель трубопроводной системы компрессора

Трубопроводная обвязка компрессора включает в себя более 20 трубопроводов. На рисунке 2 в качестве примера показана схема одного из трубопроводных участков.

Наружные диаметры трубопроводных участков изменяются от 45 до 426 мм, толщина стенки трубопроводов – от 4 до 10 мм. Материал трубопроводов – сталь 20.

В соответствии с исходными данными в программном комплексе Ansys с помощью языка APDL были разработаны конечно-элементные параметрические модели трубопроводов с учётом виброакустического взаимодействия пульсирующего рабочего тела со стенками трубопровода. Для расчёта вибрации от пульсирующего потока газа использовался гармонический анализ (модуль Harmonic).

Для моделирования газа использовался конечный элемент FLUID220, для стенки трубопровода – элемент SOLID168. Моделирование взаимодействия газа и податливой стенки трубопровода в программном комплексе Ansys осуществлялось с помощью процедуры FLUID STRUCTURE INTERACTION.

Принятые основные допущения модели: малый средний расход; постоянство среднего уровня давления и плотности; адиабатичность волновых процессов; постоянство массовых коэффициентов, коэффициентов демпфирования и жёсткости гидравлической и механической подсистем; временная неизменность пространственной области.

Граничные условия механической подсистемы задавались путём ограничения соответствующих степеней свободы в узлах расчётной схемы, исходя из реальных условий креплений участков трубопроводов в виде установленных опор.

Граничные условия гидравлической подсистемы задавались в виде амплитуды и частоты пульсаций рабочего тела на входе в трубопровод. Моделирование производилось для каждого случая акустической нагрузки трубопроводов. Амплитуда пульсаций давления рабочей среды рассчитывалась для каждого входа в участки трубопроводной системы. При расчёте вынужденная частота пульсаций давления от компрессора  $f_1=49,3$  Гц в трубопроводе задавалась равной 50 Гц.

Результаты расчёта представлены в виде амплитуды виброперемещения для каждого трубопровода и сравниваются с параметрами допускаемых значений вибрации трубопроводов для заданных частот по ГОСТ 32569-2013.

## 3 Конечно-элементная модель трубопроводов

В соответствии с известными схемами (см., например, рисунок 2) в программном комплексе Ansys были разработаны конечно-элементные модели трубопроводов обвязки компрессора с учётом взаимодействия рабочего тела со стенками трубопровода. На рисунке 3 в качестве примера показаны конечно-элементные модели, разработанные в Ansys.

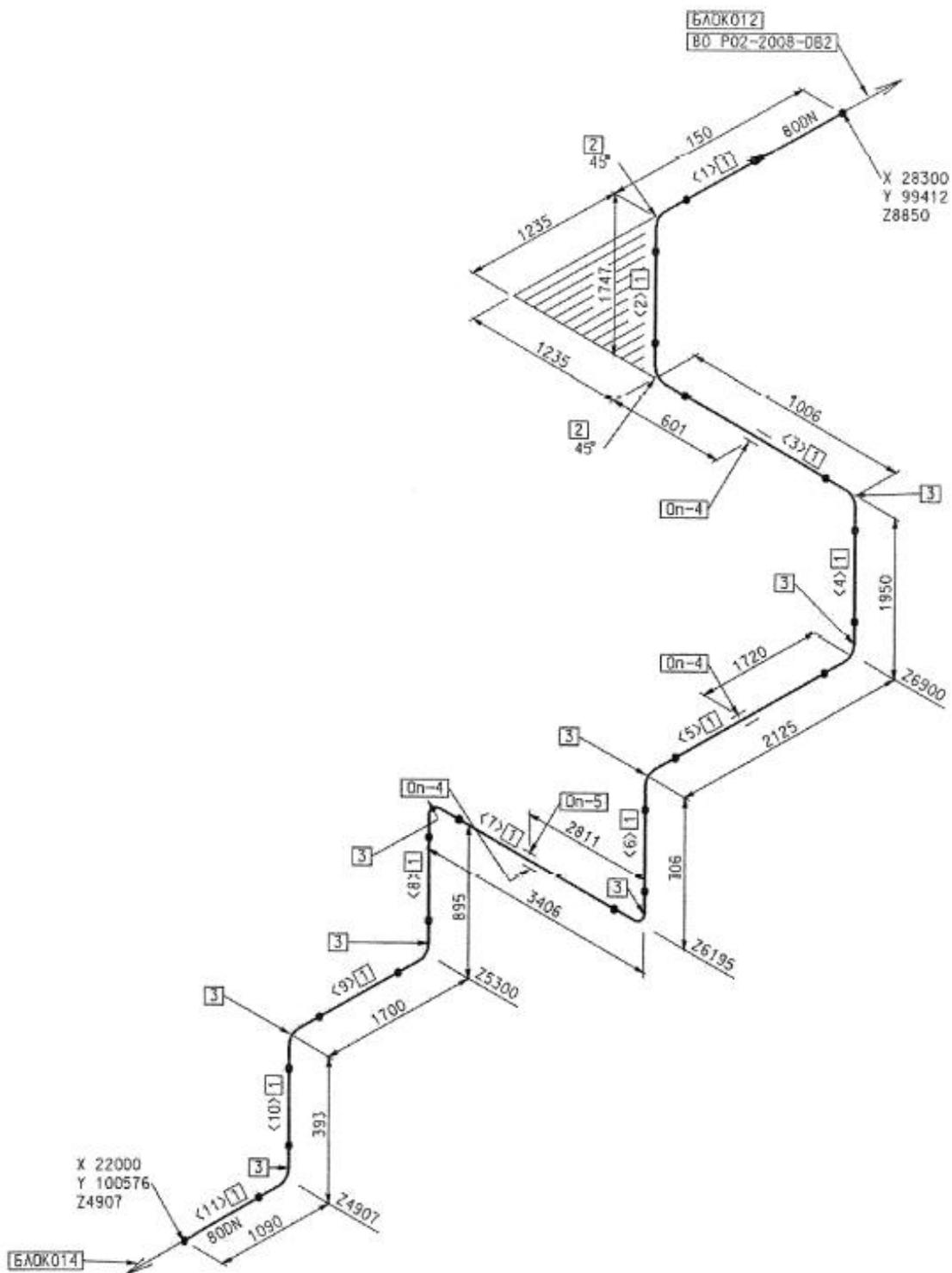


Рисунок 2 – Пример схемы участка трубопроводной обвязки компрессора

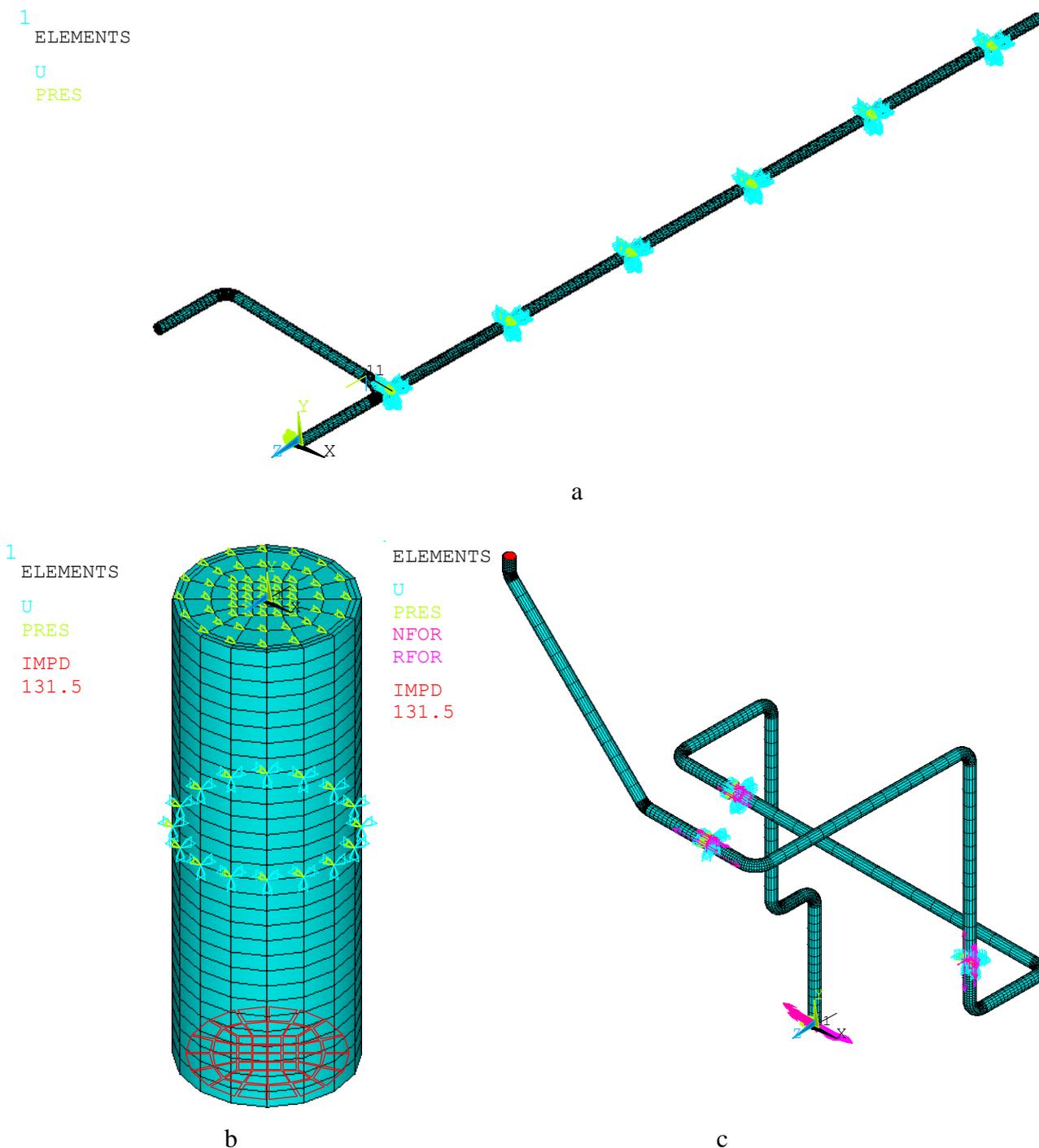


Рисунок 3 – Конечно-элементные модели трубопроводных участков

#### 4 Расчёт вибрации трубопроводов

Результаты расчётов по разработанным конечно-элементным моделям в виде амплитуд виброперемещения на рабочей частоте компрессора 50 Гц показаны на рисунке 4.

В таблице 2 представлены результаты расчёта максимального виброперемещения трубопроводных участков (по трём координатам, суммарное виброперемещение) под действием пульсирующего потока рабочей среды, уровень диапазона допускаемых значения амплитуд

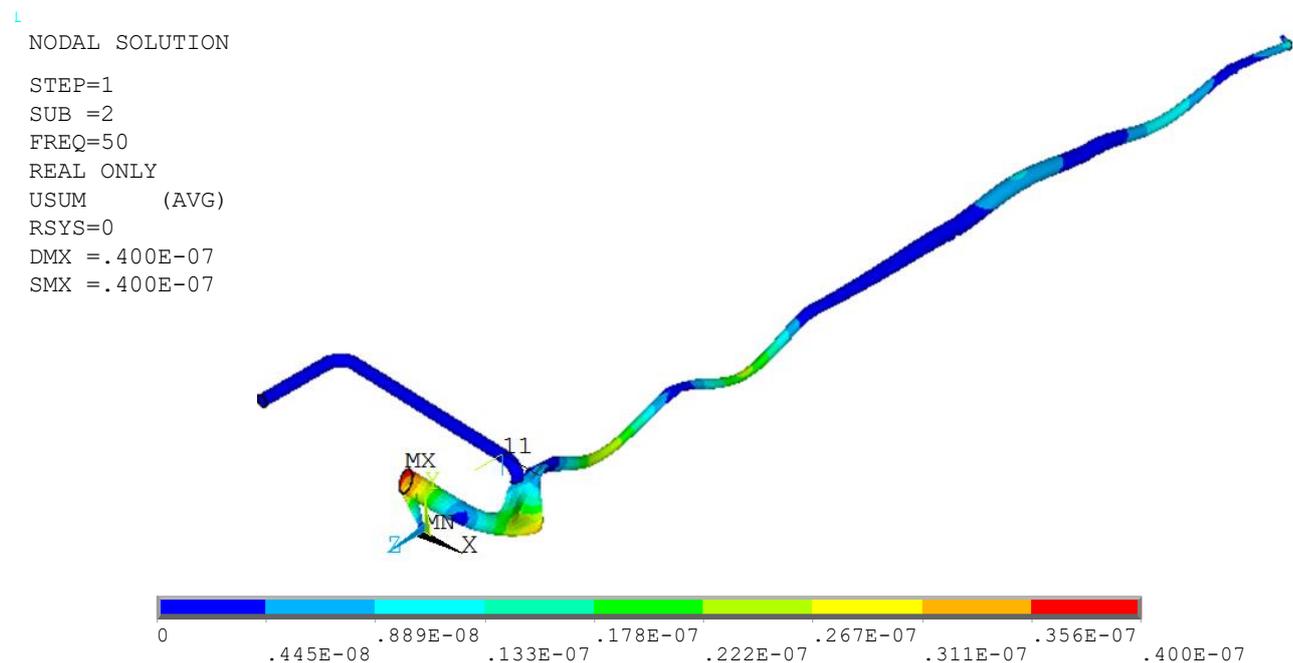
вибрации по ГОСТ 32569-2013, а также вывод о вибрационном состоянии трубопроводного участка.

Таблица 2 – Результаты расчета вибрационного состояния трубопроводных участков

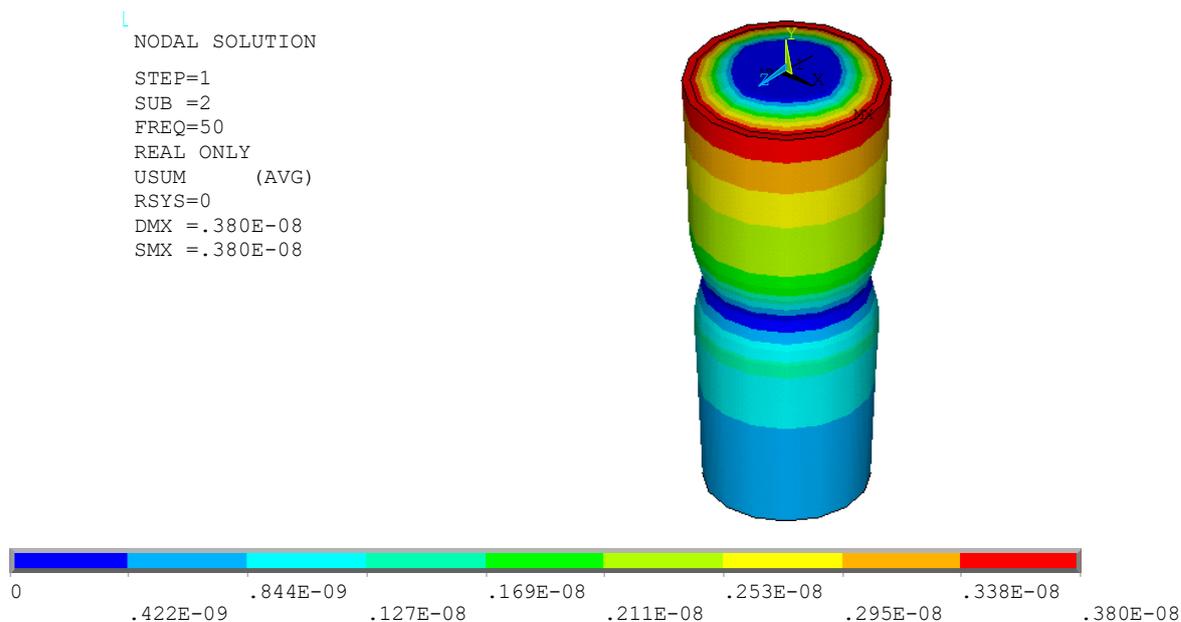
Номер трубопроводного участка	Максимальное виброперемещение, мкм				Уровень диапазона допускаемых значения амплитуд вибрации по ГОСТ 32569-2013	Вибрационное состояние трубопроводного участка
	по координате x	по координате y	по координате z	суммарное		
1	0,02541	0,03004	0,01195	0,03994	1	удовлетворительное
2	0,40221	11,992	22,354	23,73	1	удовлетворительное
3	16,355	4,3494	2,9427	16,438	1	удовлетворительное
4	0,0038	0,00189	0,0038	0,0038	1	удовлетворительное
5	15,371	9,1664	3,6590	16,159	1	удовлетворительное

Необходимо отметить, что для трубопроводных участков 1, 2, 3, 5 преобладающими являются изгибные формы колебаний. Для трубопроводного участка 4 колебания характеризуются оболочечной радиальной формой.

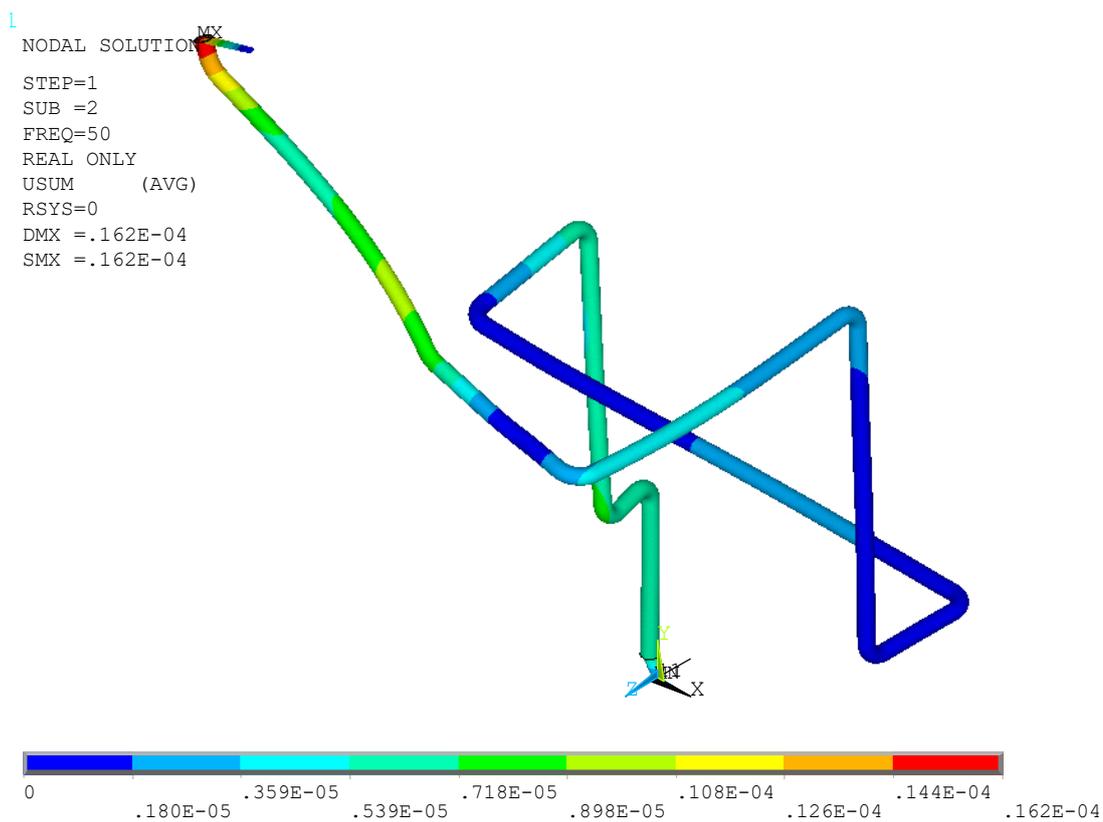
Все рассчитанные значения виброперемещения соответствуют 1 уровню диапазона допускаемых значения амплитуд вибрации по ГОСТ 32569-2013, что соответствует удовлетворительному вибрационному состоянию трубопроводных участков.



a



b



c

Рисунок 4 – Вынужденные формы колебаний трубопроводов на рабочей частоте компрессора 50 Гц:  
 а – 426x10 Сталь 20 ГОСТ 8732-78; б – 89x5 Сталь 20 ГОСТ 8732-78; в – 89x7 Сталь 20 ГОСТ 8732-78

### Заключение

В статье представлена методика расчёта вибрации трубопроводов, входящих в обвязку поршневого компрессора Burckhardt 4B2AC2.43\_1.

На первом этапе проводился расчёт пульсаций давления, вызванных компрессором. Затем результаты этих расчётов были включены в граничные условия для конечно-элементной модели трубопроводных участков, входящих в обвязку компрессора. Конечно-элементные модели трубопроводов были построены с помощью программного комплекса Ansys. Для анализа силового возбуждения использовался модуль Harmonic. Результаты расчётов по разработанной модели были получены в виде амплитуд виброперемещений по длине трубопроводных участков.

Результаты расчёта, полученные для каждого трубопроводного участка в виде амплитуды виброперемещения трубопровода, сравнивались с допускаемыми значениями для рассматриваемых частот по ГОСТ 32569-2013.

Результаты расчётов показали, что амплитуды виброперемещения трубопроводных участков соответствуют 1 уровню диапазона допускаемых значений, что свидетельствует об их удовлетворительном вибрационном состоянии.

### Благодарности

Результаты исследования были получены в рамках выполнения государственного задания Минобрнауки России в области научной деятельности (Проект № FSSS-2023-0008).

### Список использованных источников

1. Bermúdez, A. Modelling compressors, resistors and valves in finite element simulation of gas transmission networks / A. Bermúdez, M. Shabani // *Applied Mathematical Modelling*. – January 2021. – vol. 89, part 2. – pp. 1316–1340.
2. Li, F. Analysis and reconstruction of super-high pressure compressor pipeline vibration / F. Li, D. Wang, L. Liu, J. Zhao // *International Conference on Advanced Technology of Design and Manufacture (ATDM 2010)*. – Beijing, China, 2010. – pp. 153-156.
3. Hicham, F. Fluid-structure interactions of internal pressure pipeline using the hierarchical finite element method / F. Hicham, A. Hadjoui, O. Nabil // *Advances in Mechanical Engineering*. – September 2021. – vol. 13, issue 9.
4. Wu, J. Study on Fluid-Structure Coupling Vibration of Compressor Pipeline / J. Wu, C. Li, S. Zheng, J. Gao // *Shock and Vibration*. – 2019. – vol. 2019. – pp. 1-12.
5. Lavooij, C. S. W. Fluid-structure interaction in liquid-filled piping systems / C. S. W. Lavooij, A. S. Tusseling // *Journal of Fluids and Structures*. – September 1991. – vol. 5, Issue 5. – pp. 573-595.
6. ГОСТ 32569-2013. Трубопроводы технологические стальные. Требования к устройству и эксплуатации на взрывопожароопасных и химически опасных производствах : дата введения 01.01.2015.
7. Landau, L. D. Fluid mechanics, by L. D. Landau and E. M. Lifshitz ; translated from the Russian by J. B. Sykes and W. H. Reid. / L. D. Landau, E. M. Lifshitz. – London: Pergamon Press, 1987.
8. Шорин, В. П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах / В. П. Шорин. – Москва : Машиностроение, 1980. – 156 с.
9. Инструкции по эксплуатации IM200205ru для технологического компрессора. Перевод оригинальных инструкций.

## Vibroacoustic modeling of a compressor piping system

- T. B. Mironova** | Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Automatic Systems of Power Plants named after V. P. Shorin; Samara National Research University, Samara; mironova.tb@ssau.ru
- P. D. Rekadze** | Candidate of Science (Engineering), Design Engineer of NII-201 (Institute of Acoustics of Machines) of Institute of Engine and Power Plant Engineering; Samara National Research University, Samara; rekadze.pd@ssau.ru
- A. B. Prokofev** | Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department of Theory of Aircraft Engines named after V. P. Lukachev; Samara National Research University, Samara; prok@ssau.ru

*The paper presents a finite element model of the compressor piping, developed in the Ansys software package using the APDL language. The finite element model was developed taking into account the real conditions of fastening pipeline sections in the form of installed supports. The calculation of the pipeline system began with the calculation of flow pulsations generated by the compressor, which were converted into pressure pulsations. The calculation results in the form of pipe vibration amplitude were obtained for each piping pipeline. The results obtained were compared with the vibration parameters recommended by GOST 32569-2013.*

**Keywords:** finite element mode; pipe; support; vibration; pulsation

**Citation:** Mironova, T. B., Rekadze, P. D. and Prokofev, A. B. (2024), "Vibroacoustic modeling of a compressor piping system", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, T. 10, no. 1, pp. 68–77. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-1-68-77

---

### References

1. Bermúdez A., Shabani M. (2021), "Modelling compressors, resistors and valves in finite element simulation of gas transmission networks", *Applied Mathematical Modelling*, vol. 89, part 2, pp. 1316–1340.
2. Li, F., Wang, D.; Liu, L. and Zhao, J. (2010), "Analysis and reconstruction of super-high pressure compressor pipeline vibration", *International Conference on Advanced Technology of Design and Manufacture (ATDM 2010)*, Beijing, China, pp. 153-156.
3. Hicham, F., Hadjoui, A. and Nabil, O. (2021), "Fluid-structure interactions of internal pressure pipeline using the hierarchical finite element method", *Advances in Mechanical Engineering*, September 2021, vol. 13, issue 9.
4. Wu, J., Li, C., Zheng, S. and Gao, J. (2019), "Study on Fluid-Structure Coupling Vibration of Compressor Pipeline", *Shock and Vibration*, Hindawi, vol. 2019, pp. 1-12.
5. Lavooij, C. S. W. and Tusseling, A. S. (1991), "Fluid-structure interaction in liquid-filled piping systems", *Journal of Fluids and Structures*, September 1991, vol. 5, issue 5, pp. 573-595.
6. Federal Agency for Technical Regulation and Metrology (2015), *GOST 32569-2013 : Truboprovody tekhnologicheskie stal'nye. Trebovaniya k ustroystvu i ekspluatatsii na vzyvopozharoopasnykh i khimicheskii opasnykh proizvodstvakh* [Industrial steel pipe-lines. Requirements for design and operation in explosive and chemically dangerous industries].
7. Landau, L. D. and Lifshitz, E. M. (1987), *Fluid mechanics*, by L.D. Landau and E.M. Lifshitz ; translated from the Russian by J. B. Sykes and W. H. Reid, Pergamon Press, London.
8. Shorin, V. P. (1980), *Vibration damping in the aviation pipelines*, Mashinostroenie, Moscow., 156 p. (In Russian).
9. Operating instructions IM200205en for process compressor. Burckhardt Compression AG.



## Исследование демпфера на основе многослойного магнитореологического эластомера

**В. С. Табакаев** студент 4 курса бакалавриата кафедры МТ–11;  
МГТУ им. Н. Э. Баумана, г. Москва;  
vladimirt530@gmail.com

**А. М. Базиненков** кандидат технических наук, доцент кафедры МТ – 11;  
МГТУ им. Н. Э. Баумана, г. Москва;  
a.bazinenkov@yandex.ru

**Г. Б. Тужба** студент 4 курса бакалавриата кафедры МТ – 11;  
МГТУ им. Н. Э. Баумана, г. Москва;  
Tuzhbag@me.com

**А. К. Шагимуратова** магистр;  
МГТУ им. Н. Э. Баумана, г. Москва;  
alina\_shagimuratova@icloud.com

*В работе представлено исследование демпфера, принцип действия которого основан на использовании «интеллектуального» материала – многослойного магнитореологического эластомера. Интерес к таким устройствам обусловлен возможностью регулировки упругих свойств, размеров и формы рабочего тела с помощью изменения внешнего магнитного поля, а также большой нагрузочной способностью подобных устройств. Эффективность виброизоляции демпфера определяется конструкцией устройства, технологией изготовления и составом многослойного магнитореологического эластомера. Механический и магнитный гистерезис устройства позволяет оценить управляемость демпфера и его способность поглощать вибрации. Результаты исследований показали наличие симметричной и узкой, не более 7 мкм, петли гистерезиса демпфера на рабочем диапазоне управляющих токов.*

**Ключевые слова:** вибрационная защита; виброизоляция; многослойный магнитореологический эластомер; магнитореологический демпфер; гистерезис

**Цитирование:** Табакаев, В. С. Исследование демпфера на основе многослойного магнитореологического эластомера / В. С. Табакаев, А. М. Базиненков, Г. Б. Тужба, А. К. Шагимуратова // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №1. – С. 78–87. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-1-78-87

---

### Введение

Виброизоляция объектов прецизионного оборудования с помощью пассивных систем оказывается малоэффективной при возмущениях в области низких частот, а также при действии вибрации с широким спектром. В этих случаях всё большее применение находят управляемые системы виброизоляции, получившие название полуактивных и активных. Управление в таких системах сводится к компенсации дополнительным источником энергии внешних вынуждающих сил, вызывающих вибрацию защищаемого объекта или относительное смещение объекта [1, 2, 3].

В настоящее время широкое применение нашли демпферы, рабочее тело которых изготовлено из высокоэластичных материалов или «интеллектуальных материалов». Интерес к демпферам на основе интеллектуального материала, магнитореологического эластомера (МРЭ), обусловлен возможностью управления упругими свойствами и формой рабочего тела демпфера при помощи внешнего магнитного поля, а применение многослойной структуры позволяет повысить нагрузочную способность устройства в десятки раз.

Эффективность виброизоляции демпфера определяется его структурой, применяемыми материалами, а также технологией изготовления и составом многослойного магнитореологического эластомера. Вид и размеры петли механического и магнитного гистерезиса устройства позволяют оценить управляемость демпфера и его способность поглощать вибрации в пассивном и полупассивном режиме работы.

Целью работы является исследование гистерезиса демпфера на основе многослойного магнитореологического эластомера на рабочем диапазоне управляющих токов.

## **1 Актуальность исследования**

Известно, что динамические воздействия на оборудование, в том числе вибрации, могут привести к параметрическим отказам и отказам функционирования оборудования. Применяются различные методы вибрационной защиты, наиболее эффективным из которых является виброизоляция. Всё большее применение находят управляемые системы виброизоляции, получившие название полупассивных и активных. Управление в таких системах сводится к компенсации дополнительным источником энергии внешних вынуждающих сил, вызывающих вибрацию защищаемого объекта, или компенсации механизмом перемещений относительных смещений объекта [1, 2].

Для виброизоляции зданий, мостов и других массивных объектов могут использоваться упругие элементы, эластомеры и пружины, а также материалы особой структуры на основе полиуретанового эластомера с ячеистой структурой [2].

В системах виброизоляции в последнее время часто применяются различные интеллектуальные материалы, которые обладают специальными свойствами и могут реагировать на изменения внешних условий, такие как пьезоэлектрические, магнито- и электрострикционные, электро- и магнитореологические материалы, материалы с памятью формы [4–6]. Причина, по которой данные материалы широко распространены в подобных системах, заключается в том, что они обладают высокой эффективностью виброизоляции, возможностью активного управления свойствами и способны адаптироваться к различным условиям эксплуатации.

В современном оборудовании наибольшее распространение получили пьезоэлектрические материалы. Они обладают способностью преобразования механической энергии в электрическую и наоборот. Такие материалы могут использоваться для динамической компенсации вибраций с погрешностью до долей нанометра [7,8]. Механизмы данного типа выполняются в длинноходовом и короткоходовом исполнении, однако они имеют, как правило, низкую нагрузочную способность и способны работать только в активном режиме виброизоляции.

Перспективными интеллектуальными материалами для виброизоляции являются магнитореологические (МР) материалы. Это композиционные материалы, которые способны менять свои реологические свойства под действием внешнего магнитного поля. К этим материалам относятся и МРЭ, которые активно используются для создания амортизаторов, систем подрессоривания с переменной жёсткостью и демпфирования [6, 9].

В отсутствие магнитного поля демпфер на основе МРЭ будет создавать силу упругости (пассивное сопротивление сдвигу), вызванную только характеристиками матрицы эла-

стомера. Если на демпфер подаётся магнитное поле, МР демпфер создает дополнительную, переменную силу упругости из-за увеличенного модуля сдвига МРЭ. Силу упругости МР демпфера можно непрерывно подстраивать, контролируя напряжённость внешнего магнитного поля [6].

Много работ посвящено исследованию МРЭ, а именно демпфирующим системам на их основе [9–11]. В данных работах основной упор делается на исследование свойств рабочего тела, а также АЧХ демпферов на его основе. Однако, нет информации, как решена задача перегрева конструкции, а также не исследованы характеристики гистерезиса устройств.

Гистерезис – это свойство систем, мгновенный отклик которых на приложенное к ним воздействие зависит в том числе от их предыстории. Гистерезис может влиять на виброизолирующие свойства материалов. Например, магнитный гистерезис приводит к потерям энергии в материалах, что снижает их эффективность в качестве материалов систем виброизоляции.

Системы виброизоляции пассивного и полуактивного типа используют характеристику гистерезиса материалов для повышения эффективности поглощения вибраций. Так, МРЭ могут использоваться в системах активной виброизоляции потому, что они обладают высокой демпфирующей способностью и могут изменять свою жёсткость, вязкость, упругость, пластичность под действием внешнего магнитного поля. Исследование гистерезиса позволяет определить пути повышения демпфирующих свойств этих материалов, что позволит создать более эффективные и точные устройства виброизоляции.

## **2 Конструкция объекта исследований –магнитореологического демпфера**

Демпфер на основе многослойного МРЭ состоит из электромагнитной системы и многослойного МРЭ (композита) (рисунок 1).

МРЭ композит состоит из набора чередующихся 22 стальных дисков (сталь 20) и 21 диска из МРЭ. МРЭ представляет собой полимерную матрицу, в состав которой входят частицы карбонильного железа, силикон и отвердитель в пропорциях 60%, 30% и 10% соответственно.

В электромагнитную систему входит броневой сердечник 1, 2 и 3, постоянный магнит 6 и электромагнитная катушка 9.

На катушку индуктивности 9 подаётся управляющий ток, и при этом в магнитопроводе образуется замкнутый магнитный поток, который пронизывает магнитопровод 1, 2, 3, ось симметрии катушки и многослойный МРЭ 5. Жёсткость МР композита и его реологические свойства изменяются в зависимости от силы управляющего тока и магнитного поля, а также композит упруго сжимается в направлении центра катушки. Постоянный магнит (сплав NdFeB) 6, обладающий остаточной магнитной индукцией 1 Тл, держит МР композит в напряжённом состоянии. От направления протекания тока через катушку зависит направление магнитного поля, а оно определяет, будет ли перемещаться постоянный магнит 6 к центру катушки или в обратную сторону. От этого зависит перемещение верхнего фланца 1 МР демпфера, на котором при эксплуатации будет установлен объект [12].

Корпус демпфера 3 (рисунок 1), верхний 1 и нижний 2 фланцы изготовлены из углеродистой магнитомягкой стали 20. Каркас катушки 9 – из алюминиевого сплава Д16Т. Катушка, тепловые трубки 8, радиатор 7 – из меди М1.

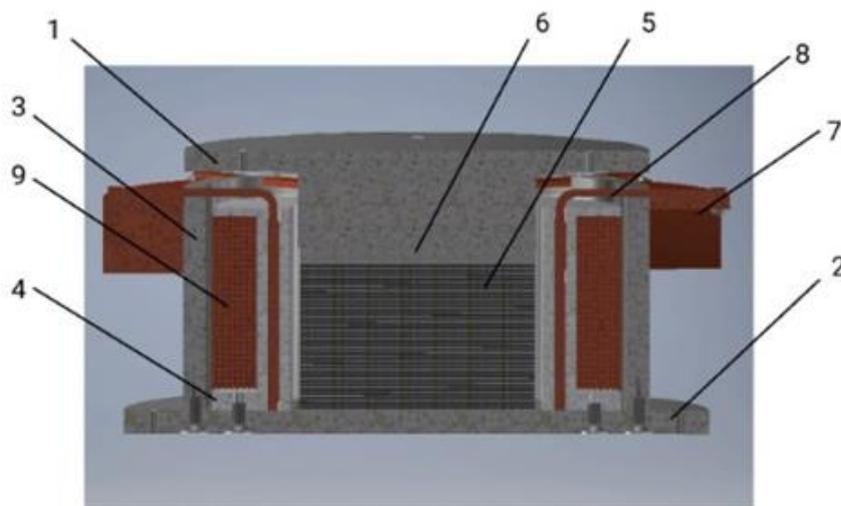


Рисунок 1 – МР демпфер [12]:

1 – верхний фланец; 2 – нижний фланец; 3 – корпус; 4 – каркас катушки; 5 – МРЭ композит; 6 – постоянный магнит; 7 – радиатор; 8 – тепловая трубка; 9 – катушка

При работе демпфера на высоких токах (более 1,8 А) продолжительное время происходит нагрев катушки свыше  $100^{\circ}\text{C}$ . Из-за этого есть риск выхода из строя устройства из-за отказа функционирования вследствие расплавления лаковой изоляции медного провода обмотки катушки и параметрического отказа по параметру "коэффициент передачи амплитуды виброперемещений" из-за изменения от нагрева физических свойств МРЭ. Поэтому в конструкцию была встроена система охлаждения, состоящая из восьми тепловых трубок и радиатора. При нагреве катушки через тепловые трубки происходит передача тепла радиатору, который отводит тепло в окружающую среду [12].

В ходе работы необходимо было выявить, как влияют на деформацию многослойной структуры отдельные элементы конструкции. Так, например, большое влияние может оказать материал дисков, входящих в многослойную структуру на основе МРЭ. Также влияние может оказать внутренняя структура МРЭ, а именно возможные дефекты, такие как поры, раковины, неравномерность распределения частиц дисперсной фазы в объеме эластомера.

### 3 Описание экспериментальной установки

Для измерения петли гистерезиса экспериментальное исследование проводилось на специально разработанном экспериментальном стенде на основе индуктивного датчика (рисунок 2) в диапазоне управляющих электрических токов  $[-0,7; +0,7]$  А. Управляющий ток задавался с шагом в 0,1 А и производились измерения положения подвижного фланца демпфера. Впоследствии менялась полярность приложенного электрического напряжения и внешнего магнитного поля, и действия повторялись.

К катушке подсоединён источник постоянного тока 3 с максимальным напряжением 100 В, с помощью которого регулируется управляющая сила тока на катушке максимум до 2 А. Для контроля выходного напряжения источника питания в цепь подключён вольтметр 4, погрешность которого не превышает 0,5%. На поверхности демпфера 2 установлен чувствительный элемент индуктивного датчика положения 1, считывающий положение объекта в мкм. Датчик экранирован от магнитного поля демпфера.

Данные с мехатронного индуктивного датчика преобразуются аналого-цифровым преобразователем NI USB-6009 и сохраняются в ЭВМ с помощью управляющей программы, написанной с помощью программного обеспечения NI LabView.

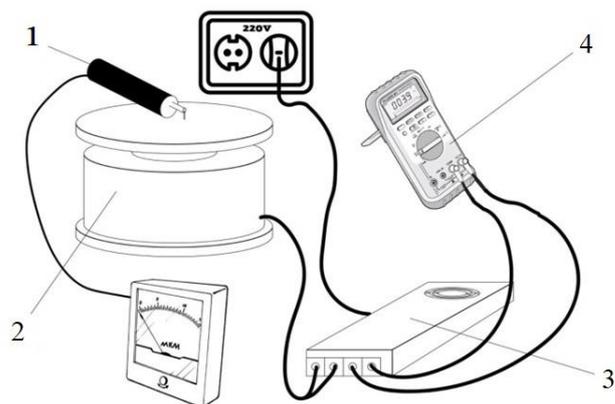
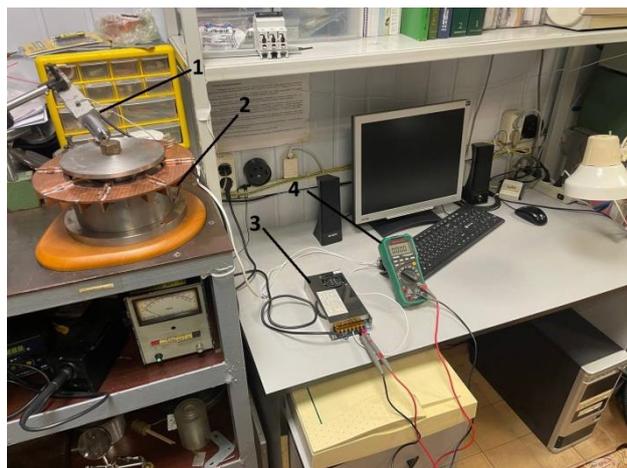


Рисунок 2 – Экспериментальный стенд для исследования зависимости перемещения МР демпфера от величины управляющего тока в катушке: а – внешний вид; б – структурная схема  
 1 – датчик индуктивный мехатронный; 2 – МР демпфер; 3 – источник постоянного тока; 4 – мультиметр

#### 4 Исследование перемещений МР демпфера в зависимости от величины управляющего тока в катушке индуктивности

МРЭ обладают способностью изменять свою вязкость и жесткость под воздействием магнитного поля. Поэтому из-за магнитного гистерезиса изменения в магнитном поле вызывают эффект запаздывания в работе демпфера. Следственно необходимо свести к возможному минимуму размах петли магнитного гистерезиса.

Возможность управления величиной петли магнитного гистерезиса в устройствах на основе МРЭ также позволяет более эффективно подстраиваться под внешние возмущения по сравнению с другими типами демпферов. Помимо этого, исследования гистерезиса позволяют определить коэффициент поглощения энергии колебаний демпфера, который определяется площадью петли механического гистерезиса.

В ходе экспериментов были получены петли гистерезиса исследуемого демпфера при изменения управляющих токов в выбранном диапазоне, зависимость положения подвижной части демпфера от управляющего тока на катушке (рисунок 3).

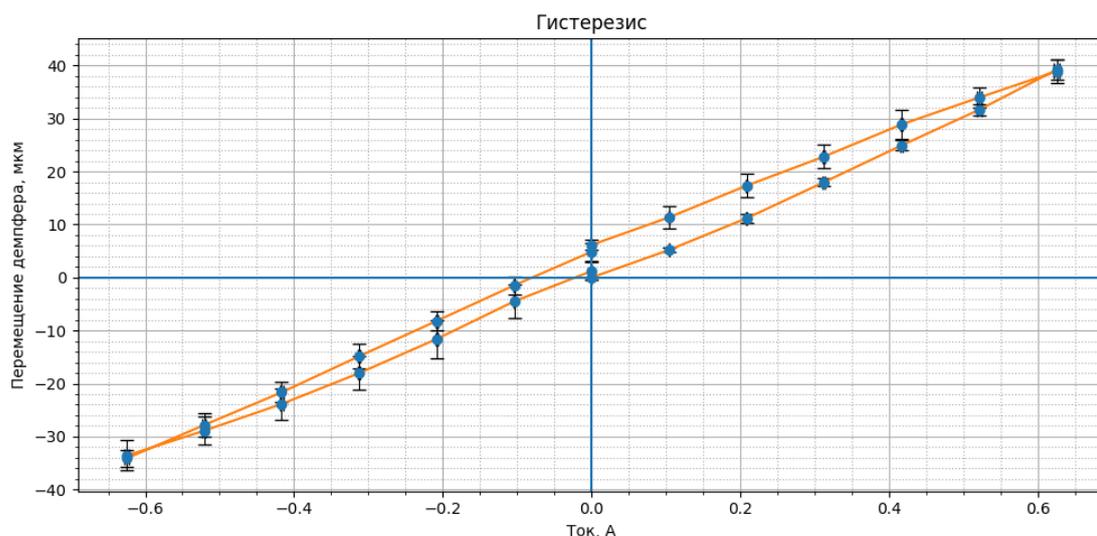


Рисунок 3 – Гистерезис МР демпфера (линии, соединяющие точки, нанесены на график для наглядности результата и не являются математической зависимостью)

На рисунке 3 представлена зависимость перемещения демпфера от управляющего тока с указанием доверительного интервала, рассчитанного для 7 независимых экспериментов по критерию Стьюдента, учтены погрешности вольтметра и индуктивного датчика перемещения.

Значение диапазона изменения управляющего тока  $[-0,7; +0,7]$  А было выбрано экспериментально из соображения сведения температурного влияния к минимуму. МРЭ структура, находящаяся в основе демпфера, при работе на высоких токах быстро нагревается, что ведёт к определённой доле неопределённости результатов измерения перемещений демпфера.

Эксперимент показал хорошую повторяемость. Полученные результаты свидетельствуют о том, что петля гистерезиса в получившемся демпфере достаточно мала, максимальное расхождение прямой и обратной петель изменялось от 0,0 до 7,0 мкм. Узкая петля гистерезиса при исследовании перемещения МР демпфера от величины управляющего тока позволяет говорить о хорошей потенциальной управляемости устройства.

При измерении гистерезиса МР демпфера была подсчитана средняя величина доверительного интервала разброса значений, она составляет 0,4 мкм, что позволяет утверждать, что эксперимент проведён с высокой точностью. При оценке гистерезиса немаловажным параметром является размах петли гистерезиса. Максимальное отклонение в 7,0 мкм достигалось в интервале от  $-0,2$  А до  $+0,2$  А. Разброс 0,4 мкм показывает влияние намагничённости на работу МР демпфера.

Температурное изменение данной системы является незначительным. Обращаясь к раннему исследованию системы охлаждения представленного демпфера [12], можно заметить, что максимальному току в 0,7 А соответствует нагрев МРЭ композита на  $0,5^{\circ}\text{C}$ . Согласно теоретическому расчёту такой нагрев соответствует перемещению структуры на 2,1 мкм. Согласно исследованию [12] максимальная рабочая температура данного демпфера составляет  $38^{\circ}\text{C}$  и достигается при управляющем токе, равном 1,5 А.

Тем не менее, обнаружено наличие остаточной намагничённости материала магнитопровода, а также дисков многослойной структуры, о чём свидетельствует разброс значений петель в зависимости от номера эксперимента. Также незначительное влияние оказывает тепловое расширение.

Для данного МР демпфера требуется улучшение многослойной МР структуры с целью уменьшения её дефектов или доработка конструкции демпфера для уменьшения зазоров в стыках для получения более узкой петли гистерезиса. Этого можно добиться путём замены материала в металлических дисках МР структуры на электротехническую сталь или за счёт улучшения качества самих МРЭ, путём уменьшения дефектов за счёт увеличения времени дегазации при полимеризации самих эластомеров и всей структуры композита, а также добавления ПАВ при их изготовлении.

## **5 Выводы**

1. В работе рассмотрен МР демпфер. Выявлен недостаток предыдущей конструкции демпфера – перегрев обмотки катушки свыше  $100^{\circ}\text{C}$  при подаче тока в 1,8 А и выше. Установлено, что вследствие такого перегрева может расплавиться лаковая изоляция медной проволоки и произойти короткое замыкание, кроме того, возможно значительное изменение механических свойств МРЭ композита при нагреве. В ходе серии проведённых экспериментов было установлено, что система охлаждения, использовавшаяся в данной установке, успешно справляется с проблемой перегрева, и температура катушки не превышает  $25^{\circ}\text{C}$ .

2. Эксперимент по исследованию гистерезиса конструкции демпфера подтвердил хорошую повторяемость с умеренной шириной петли гистерезиса при 7,0 мкм расхождения

между прямой и обратной петлями. Наличие остаточной намагниченности свидетельствует о дефектах отдельных МРЭ и всей многослойной структуры.

3. Средний доверительный интервал разброса значений в 0,4 мкм указывает на высокую точность эксперимента. Однако максимальное отклонение в 7,0 мкм в интервале от -0,2 А до +0,2 А подтверждает влияние остаточной намагниченности на работу демпфера, что необходимо учесть в ходе разработки управляющих алгоритмов устройства.

4. Для улучшения характеристик гистерезиса рекомендуется повысить качество многослойной структуры, используя электротехническую сталь вместо магнитомягкой стали в составе МРЭ композита. Также повышение качества МРЭ через уменьшение дефектов за счёт модернизации технологии изготовления композита позволит получить более узкую петлю гистерезиса.

### Заключение

В работе проведено исследование демпфера на основе многослойного МРЭ. Рассмотрена его конструкция, выявлены её недостатки и предложены пути улучшения конструкции. Показана актуальность исследования гистерезиса МР демпфера и проведены экспериментальные исследования. Получена средняя величина доверительного интервала разброса значений перемещений  $\pm 0,4$  мкм, что позволяет констатировать высокую точность эксперимента.

Максимальный размах петли гистерезиса равен 7,0 мкм и достигался в интервале от -0.2 А до + 0.2 А.

### Список использованных источников

1. Кузубина, Н. В. Теория виброзащиты и акустической динамики машин / Н. В. Кузубина, А. А. Санников. – Екатеринбург: Уральск. гос. лесотехн. ун-т, 2014. – 167 с.
2. Челомей, В. Н. Вибрации в технике: защита от вибрации и ударов / В. Н. Челомей ; под ред. К. В. Фролова. – Москва: Машиностроение, 1981. – 456 с.
3. Preumont, A. Vibration Control of Active Structures. Volume 179. Solid Mechanics and Its Applications / A. Preumont. – Dordrecht : Springer, 1997 – 266 с.
4. Song, G. Vibration control of civil structures using piezoceramic smart materials / G. Song, V. Sethi, H.-N. Li // Engineering Structures. – September, 2006. – Volume 28, Issue 1. – pp. 1513-1524.
5. Kuo, W. H. Semi-active Control of Vehicle Suspension System Using Electrorheological Dampers / W. H. Kuo, Y. P. Wang, Y. Shiao, J. Guo, M. H. Chiang, Y. K. Din // 2006 6th World Congress on Intelligent Control and Automation. – 2006.
6. Deng, Hua-xia . Application of magnetorheological elastomer to vibration absorber/ Hua-xia Deng, Xing-long Gong // Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation. – November 2008. – Volume 13, Issue 9. – pp. 1938-1947.
7. Song, Henan. A novel piezoelectric-based active-passive vibration isolator for low-frequency vibration system and experimental analysis of vibration isolation performance / Henan Song, Xiaobiao Shan, Weijie Hou, Chang Wang, Kaiwei Sun, Tao Xie // Energy. – Volume 278, Part A, 1 September 2023, 127870.
8. Васильев, С. Г. Пьезоэлектрические, пьезоэлектрические и упругие свойства микротрубок дифенилаланина : диссертация ... кандидата физико-математических наук / Васильев Семен Григорьевич ; Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина. – Екатеринбург, 2016. — 22 с.
9. Gorshkov, V. N. Smart controllable wave dispersion in acoustic metamaterials using magnetorheological elastomers/ V. N. Gorshkov, V. O. Kolupaiev, G. K. Boiger, N. Mehreganian, P. Sareh, A. S. Fallah // Journal of Sound and Vibration. – March 2024. – Volume 572.
10. Fu, J. Magnetorheological elastomer and its application on impact buffer / J. Fu, M. Yu, X. Dong and L. X. Zhu // Journal of Physics : Conference Series. – 2013. – Volume 412 (2013) 012032
11. Zhu, Zhisen. An adaptive and space-energy efficiency vibration absorber system using a self-sensing and tunable magnetorheological elastomer / Zhisen Zhu, Ze Wang, Keren Dai, Xiaofeng Wang, He Zhang, Wenling Zhang // Nano Energy. –2023. – Volume 117, 2023, 108927.

12. Базиненков, А. М. Исследование характеристик демпфера на основе многослойного магнитореологического эластомера / А. М. Базиненков, А. К. Шагимуратова, И. В. Макеев, В. А. Бахарев, В. В. Муханов // Динамика и виброакустика машин (DVM-2022) : сб. докл. шестой междунар. науч.-техн. конф. 21–23 сент. 2022 г. / М-во науки и высш. образования Рос. Федерации, Самар. нац. исслед. ун-т им. С. П. Королева (Самар. ун-т) ; под ред. Е. В. Шахматова. - Самара : Изд-во Самар. ун-та, 2023. - С. 90-92.

## Study of a damper based on a multilayer magnetorheological elastomer

**V. S. Tabakaev** Undergraduate student of the Department of Mechanical Engineering Technology (MT-11);  
Bauman Moscow State Technical University (BMSTU), Moscow;  
vladimirt530@gmail.com

**A. M. Bazinenkov** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor  
of the Department of Mechanical Engineering Technology (MT-11);  
Bauman Moscow State Technical University (BMSTU), Moscow;  
a.bazinenkov@yandex.ru

**G. B. Tuzhba** Undergraduate student of the Department of Mechanical Engineering Technology (MT-11);  
Bauman Moscow State Technical University (BMSTU), Moscow;  
Tuzhbag@me.com

**A. K. Shagimuratova** Master of Engineering;  
Bauman Moscow State Technical University (BMSTU), Moscow;  
alina\_shagimuratova@icloud.com

*The research presented in the work focuses on a damper that utilizes an "intelligent" material called multilayer magnetorheological elastomer. These devices are of interest due to their ability to adjust the elastic properties, size, and shape of the working body by manipulating the external magnetic field. They also have a high load capacity. The effectiveness of the damper's vibration isolation is determined by its design, manufacturing technology, and the composition of the multilayer magnetorheological elastomer. The mechanical and magnetic hysteresis of the device allows for evaluating the controllability of the damper and its ability to absorb vibrations. Research results indicate the presence of a symmetric and narrow hysteresis loop, not exceeding  $7 \mu\text{m}$ , within the operating range of control currents.*

**Keywords:** vibration protection; vibration isolation; multilayer magnetorheological elastomer; magnetorheological damper; hysteresis

**Citation:** Tabakaev, V. S., Bazinenkov, A. M., Tuzhba, G. B. and Shagimuratova, A. K (2024), "Study of a damper based on a multilayer magnetorheological elastomer", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 1, pp. 78-87. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-1-78-87. (In Russian; abstract in English).

---

### References

1. Kutsubina, N. V. and Sannikov, A. A. (2014), *Teoriya vibrozashchity i akusticheskoy dinamiki mashin* [Theory of Vibration Protection and Acoustic Dynamics of Machines], Ural State Forest Engineering University, 2014, 167 p. (in Russian).
2. Chelomey, V. N., (1981), *Vibratsii v tekhnike: zashchita ot vibratsii i udarov* [Vibrations in Engineering: Vibration and Impact Protection], in Frolov, K. V. (ed.), Mashinostroenie, Moscow, 456 p. (in Russian).
3. Preumont, A. (1997), *Vibration Control of Active Structures*. Volume 179. Solid Mechanics and Its Applications, 266 p.
4. Song, G., Sethi, V. and Li, H.-N. (2006), "Vibration control of civil structures using piezoceramic smart materials", *Engineering Structures*, Volume 28, Issue 11, pp. 1513-1524.
5. Kuo, W. H., Wang, Y. P., Shiao, Y., Guo, J., Chiang, M. H. and Din, Y. K. (2006), "Semi-active Control of Vehicle Suspension System Using Electrorheological Dampers", *2006 6th World Congress on Intelligent Control and Automation*.
6. Deng, Hua-xia and Gong, Xing-long (2008), "Application of magnetorheological elastomer to vibration absorber", *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, Volume 13, Issue 9, pp. 1938-1947.

7. Song, Henan; Shan, Xiaobiao; Hou, Weijie; Wang, Chang; Sun, Kaiwei and Xie, Tao. (2023), "A novel piezoelectric-based active-passive vibration isolator for low-frequency vibration system and experimental analysis of vibration isolation performance", *Energy*, Volume 278, Part A, 1 September 2023, 127870.

8. Vasiliev, S. G. (2016), "P'ezoelektricheskie, piroelektricheskie i uprugie svoystva mikrotrubok difenilalanina" [Piezoelectric, pyroelectric, and elastic properties of microtubules of diphenylalanine], Ph.D. Thesis, Ural Federal University named after the first President of Russia, B. N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russian Federation. (in Russian).

9. Gorshkov, V. N., Kolupaiev, V. O., Boiger, G. K., Mehreganian, N., Sareh, P. and Fallah, A. S (2024), "Smart controllable wave dispersion in acoustic metamaterials using magnetorheological elastomers", *Journal of Sound and Vibration*, March 2024, Volume 572.

10. Fu, J. , Yu, M. , Dong, X. and Zhu, L. X. (2013), "Magnetorheological elastomer and its application on impact buffer", *Journal of Physics : Conference Series*, Volume 412 (2013), 012032.

11. Zhu, Zhisen; Wang, Ze; Dai, Keren; Wang, Xiaofeng; Zhang, He and Zhang, Wenling (2023). "An adaptive and space-energy efficiency vibration absorber system using a self-sensing and tunable magnetorheological elastomer", *Nano Energy*, Volume 117, 108927.

12. Bazinenkov, A. M., Shagimuratova, A. K., Makeev, I. V., Bakharev, V. A. and Mukhanov, V. V. (2023), "Thin-film electrodea of dielectric elastomers actuators based for active vibration control system", *Proceedings of 6th International Conference "Dynamics and Vibroacoustics of Machines" (DVM2022)*, in Shakhmatov, E. V. (ed.), Izdatel'stvo Samarskogo universiteta [Samara University Publ.], pp. 90-92. (in Russian).