

# DYNAMICS AND VIBROACOUSTICS

## ДИНАМИКА И ВИБРОАКУСТИКА

Том 9, №2 (2023)

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

published by  
Samara University  
<https://ssau.ru/>

<https://journals.ssau.ru/dynvibro/>

Главный редактор

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

Заместители главного редактора:

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

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

Технический редактор

**Ермилова Е.Н.** – инженер НИИ-201, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Ответственный секретарь

**Ермилова Е.Н.** – инженер НИИ-201, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Члены редакционной коллегии:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

**Шорин В.П.** – академик РАН (г. Самара, РФ);

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

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

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

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

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

**Editor-in-chief:**

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

**Deputy editor-in-chief:**

**A.I. Ermakov** – *Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, RU);*

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

**Technical Editor:**

**E.N.Ermilova** – *engineer, Samara University (Samara, RU).*

**Executive Editor:**

**E.N.Ermilova** – *engineer, Samara University (Samara, RU).*

**Members of the 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.), Aurora Scientific and Production Association JSC chief acoustician (St. Petersburg, RU);*

**A.G. Gimadiev** – *Doctor of Science (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 Science (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 Science (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);*

**V.P. Shorin** – *Academician of the RAS (Samara, 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).*

## ЦЕЛИ И ТЕМАТИКИ ЖУРНАЛА

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

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

**Тематика** работ, публикуемых в нашем журнале, посвящена:

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

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

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

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

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

## PURPOSES AND SCOPE

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

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

**Area of interests** include but is not limited to:

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

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

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

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

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

## СОДЕРЖАНИЕ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ ГЛУШИТЕЛЯ ШУМА ВЫХЛОПА ПНЕВМОСИСТЕМ РАСЧЁТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМИ МЕТОДАМИ <i>Иголкин А.А., Сафин А.И., Стадник Д.М., Баляба М.В.</i>	6
ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА И ВЕЛИЧИНЫ БОКОВОГО ЗАЗОРА НА ВИБРАЦИОННОЕ СОСТОЯНИЕ РЕДУКТОРА ГТД <i>Сундуков А. Е., Шахматов Е. В.</i>	13
ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ПОВЕДЕНИЯ КОНСТРУКТИВНО ПОДОБНОГО ОБРАЗЦА ИЗ ПОЛИМЕРНОГО КОМПОЗИЦИОННОГО МАТЕРИАЛА <i>Малькова С.А., Уткин А.О., Торопцица А.В.</i>	18
ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКОГО ДРОССЕЛЯ ЗА СЧЁТ ПОДБОРА ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЕГО ЗАЗОРА <i>Шелковый М.А., Базиненков А.М., Шагимуратова А.К.</i>	25
ОСОБЕННОСТИ ИЗМЕРЕНИЯ РАСХОДА МАСЛА ПРИ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЯХ НАЗЕМНЫХ ГТД <i>Гришанов О.А.</i>	34

**Иголкин А.А.  
Сафин А.И.  
Стадник Д.М.  
Баляба М.В.**

Самарский национальный  
исследовательский университет  
имени академика С. П. Королёва  
(Самарский университет)

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

[igolkin.aa@ssau.ru](mailto:igolkin.aa@ssau.ru)

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ ГЛУШИТЕЛЯ ШУМА ВЫХЛОПА ПНЕВМОСИСТЕМ РАСЧЁТНО- ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМИ МЕТОДАМИ

*Одной из основных проблем пневматических систем является шум, возникающий при сбросе сжатого воздуха, который негативно воздействует на персонал. Для создания эффективного глушителя шума необходимо прогнозировать его пропускную способность. В статье представлены результаты экспериментальных исследований пропускной способности глушителя шума с применением пористого полипропилена. Создана имитационная модель глушителя шума в составе пневмосистемы и проведены расчёты процессов изменения давления в контрольных точках. Проведены замеры шума и определена акустическая эффективность разработанного глушителя, которая составила 34,3 дБС и 32,4 дБА.*

**Ключевые слова:** пневмоглушитель; шум; динамика; система пневматическая; полипропилен

### 1 Введение

Шум пневмосистем возникает в результате сброса отработанного сжатого воздуха в атмосферу. Для снижения шума и защиты внутренних деталей распределителей используют пневмоглушители. Выбор типа глушителя зависит от ряда факторов, главными из которых являются: спектр шума источника, величина требуемого снижения шума, конструктивные особенности устройства сброса сжатого воздуха и условия его работы, допустимое противодавление или пропускная способность.

Существует ряд работ, в которых описываются исследования глушителей шума выхлопа пневмосистем. Глушитель шума должен обеспечивать сброс давления за короткое время и не разрушаться под действием газовой струи. Эти требования противоречат друг другу. Ведь для быстрого сброса давления необходимо иметь тонкую пористую стенку, которая может разрушиться.

Из многочисленных научно-исследовательских работ известны следующие основные пути снижения колеба-

ний и шума в пневматических системах [1–4]:

- снижение виброакустической активности источника;
- применение специальных корректирующих устройств и глушителей шума;
- звукоизоляция источника колебаний и шума.

Наиболее эффективный путь снижения виброакустических нагрузок – устранение их первопричины в источниках колебаний. Основными источниками шума в пневмосистемах являются выхлоп сжатого воздуха, компрессоры, трубопроводы и регулирующие клапана.

Анализ литературы показал существование двух методов снижения аэродинамического шума пневматических систем: ступенчатое дросселирование и деление потока (разбиение на мелкие струйки).

При реализации метода ступенчатого дросселирования в качестве глушителя шума используют набор перфорированных (дроссельных) шайб. Для расширения частотного диапазона акустической эффективности глушителей шума вместе с дросселирующими шайбами могут использоваться пористые материалы (спечённая

бронза, пористый алюминий, пористый волокнистый материал, упруго-пористый материал МР, пористая пластмасса и др.). В связи с большими нагрузками и возможным содержанием примесей масла в воздухе традиционные строительные пористые материалы не подходят для применения в глушителях шума. Поэтому целесообразно в глушителе шума использовать прочные и относительно простые в производстве пористые материалы [4–7]. В зависимости от исходных материалов и способа производства пористые материалы получают с пористостью до 0,98 и размером пор от долей микрометра до нескольких миллиметров.

Установка любого пористого материала на выхлопе снижает пропускную способность системы [8]. В работе [4] описана математическая модель для расчёта времени стравливания, где в качестве пористого материала использовалась спечённая бронза. Спечённая бронза в качестве звукопоглощающего элемента в пневмоглушителе подробно описана в работе [4] и дальнейшего исследования не требует. Несмотря на это, отсутствует математическое описание процесса стравливания давления через пористый полипропилен.

## 2 Цель исследования

Целью настоящего исследования является определение пропускной способности пневмоглушителя со звукопоглощающим материалом из пористого полипропилена и оценка влияния установки такого глушителя на динамику пневмосистемы.

## 3 Описание экспериментального оборудования

Пневматическая схема стенда для определения расходно-перепадной характеристики исследуемого глушителя шума показана на рисунке 1.

Стенд был собран на территории компрессорной станции Самарского универ-

ситета. Подробное описание стенда и его возможности описаны в источнике [9].

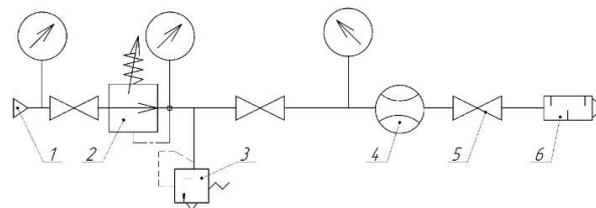


Рисунок 1. Пневматическая схема стенда

1 – источник воздуха; 2 – редуктор;  
3 – предохранительный клапан; 4 – расходомер;  
5 – отсечной кран; 6 – глушитель

Стенд питается от линии с давлением воздуха до 200 бар (рисунок 1, поз. 1). Редуктор (рисунок 1, поз. 2) понижает давление до необходимого в зависимости от входного рабочего давления испытываемого глушителя (рисунок 1, поз. 6). Для защиты системы от высокого давления предусмотрен предохранительный клапан (рисунок 1, поз. 3). После выхода из редуктора поток направляется в расходомерный участок, который состоит из манометра, измеряющего давление перед глушителем, расходомера (рисунок 1, поз. 4) и отсечного крана (рисунок 1, поз. 5).

Внешний вид пневмоглушителя в составе экспериментального стенда по определению сопротивления продуванию показан на рисунке 2.



Рисунок 2. Внешний вид пневмоглушителя в составе экспериментальной установки по определению сопротивления продуванию

Так как основной функцией глушителя является снижение шума выхлопа пневмосистемы, то были проведены исследования его акустической эффективности и сравнение уровня шума с нормативными значениями. Согласно санитарным нормам максимальными уровнями звука по шкале А, измеренными с временными коррекциями I, являются 125 дБА ( $L_{pA \max}$ ) соответст-

венно. Пиковым скорректированным по С уровнем звука (LpC peak) дБС является 137 дБС [10].

Измерения уровня шума проводились в реверберационной камере с использованием шумомера российского производителя Экофизика-110А (рисунок 3). Для замера уровня шума использовался микрофонный капсюль ВМК-402А, который позволяет измерять уровни до 170 дБ. Начальное давление в ресивере составляло 40 бар. Расстояние от источника шума до микрофона – 1 м, объём камеры для испытаний – 30 м<sup>3</sup>.

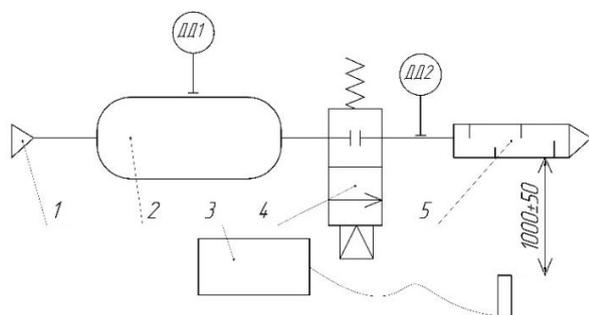


Рисунок 3. Схема проведения измерений  
1 – источник давления до 50 бар; 2 – ресивер;  
3 – шумомер; 4 – клапан быстрого выхлопа;  
5 – глушитель; ДД1 – датчик давления в ресивере;  
ДД2 – датчик давления перед глушителем

Задачи описанных измерений:

- 1) измерение основных параметров системы в исходном состоянии:
  - уровень шума, сравнение с санитарными нормами;
  - параметры, характеризующие быстродействие (время падения давления);
  - противодействие, создаваемое глушителем (давление непосредственно перед глушителем);

- 2) определение акустической эффективности.

#### 4 Имитационная модель

С целью прогнозирования влияния пневмоглушителя на динамические характеристики систем, в которых он потенциально может быть установлен, возникает необходимость в разработке его модели и её верификации. На рисунке 4 представлен

внешний вид имитационной модели стенда, разработанной в программе SimulationX.

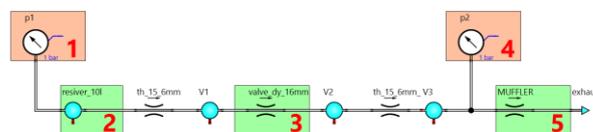


Рисунок 4. Внешний вид имитационной модели стенда для испытаний пневмоглушителя в программе SimulationX

- 1 – датчик давления в ресивере; 2 – ресивер;
- 3 – клапан; 4 – датчик давления перед пневмоглушителем; 5 – пневмоглушитель

Разработанная модель представляет собой схему с последовательным соединением таких блоков, как «полость» с адиабатным процессом и «дроссель», описываемый уравнениями Сен-Венана – Ванцеля [11, 12]. Для измерения избыточного давления в ресивере и перед пневмоглушителем используются датчики 1 и 4 соответственно. В качестве возмущающего воздействия рассматривается открытие клапана 3, имитируемого с помощью блока «дроссель». Пневмоглушитель 5, для которого определяется пропускная способность, также имитируется с помощью блока «дроссель». Характеристики рассматриваемой системы приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Параметры стенда

Наименование параметра	Значение
Объём ресивера	10 л
Пропускная способность клапана	Ду 16 мм
Пропускная способность соединительных фитингов	Ду 15,6 мм
Начальное давление в ресивере	40 бар

#### 5 Результаты исследования

В результате проведения испытаний пневмоглушителя определена его статическая характеристика, представляющая собой зависимость объёмного расхода от отношения давлений. Полученные экспериментальные данные приведены на рисунке 5 и обозначены маркерами «синий квадрат».

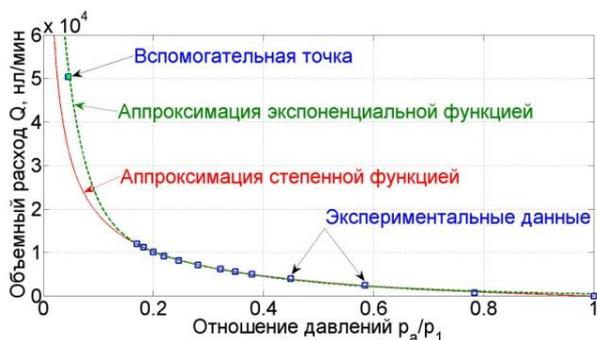


Рисунок 5. Расходно-перепадная характеристика пневмоглушителя

Помимо стационарных продувок пневмоглушителя проведены также его динамические испытания, при которых происходит сброс воздуха из ресивера посредством резкого открытия клапана. Полученные результаты представляют собой графики переходных процессов изменения давления в ресивере и перед пневмоглушителем (рисунки 6–7). После открытия клапана наблюдается быстрое повышение давления перед глушителем, уровень которого определяется гидравлическим сопротивлением последнего (рисунок 7).

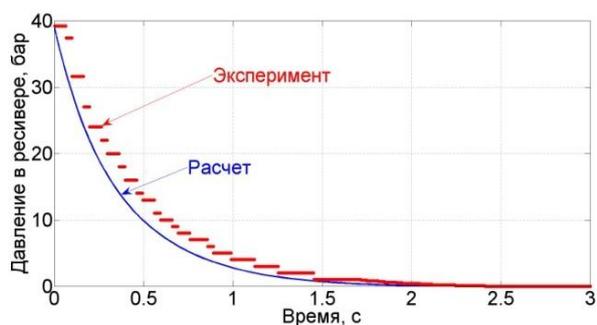


Рисунок 6. Изменение давления в ресивере при внезапном открытии клапана

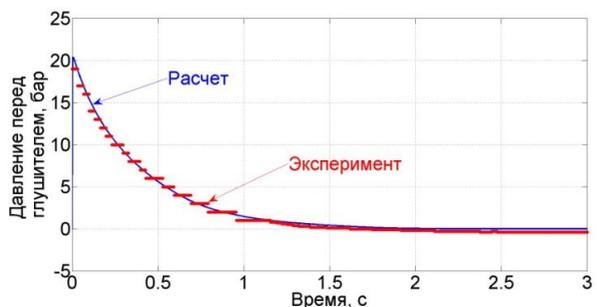


Рисунок 7. Изменение давления перед глушителем при внезапном открытии клапана

Полученные в результате динамических испытаний пневмоглушителя экспериментальные данные на рисунках 6–7 обозначены маркерами красного цвета.

Аппроксимация экспериментальных данных выполнена с помощью инструментов программы Matlab. В начальном приближении экспериментальные данные, представленные на рисунке 5, аппроксимированы с помощью степенной функции. Однако найденная функция при последующей её подстановке в имитационную модель даёт погрешность более 30%, что связано с неточностью экстраполяции в области больших перепадов давления (при отношении давления на пневмоглушителе менее 0,15). Для уточнения аппроксимирующей функции в области больших перепадов использована вспомогательная точка, которая получена следующим образом. С помощью имитационной модели подобран такой  $K_v$  глушителя, при котором происходит удовлетворительное совпадение расчётных и экспериментальных данных. При этом вспомогательная точка соответствует режиму, при котором наблюдается максимальное давление перед пневмоглушителем и расход через него.

В результате с учётом вспомогательной точки получена зависимость расхода через глушитель от отношения давлений на нём, имеющая вид экспоненциальной функции:

$$Q = a \cdot e^{b\beta} + c \cdot e^{d\beta}, \quad (1)$$

где  $a$ ,  $b$ ,  $c$  и  $d$  – коэффициенты экспоненциальной функции;  $\beta = \frac{p_a}{p_a + p_1}$  – отношение давлений;  $p_a$  – атмосферное давление;  $p_1$  – избыточное давление перед глушителем.

Зависимость (1) с коэффициентами  $a = 1.2044 \cdot 10^5$ ,  $b = -27.0859$ ,  $c = 2.0391 \cdot 10^4$ ,  $d = -3.7601$  описывает экспериментальные данные с достоверностью  $R^2 = 0.9998$ .

Использование подхода с добавлением результатов динамических испытаний к стационарным продувкам, позволяет полу-

чать расчётные данные, которые хорошо согласуются с экспериментальными данными в широком диапазоне перепадов давления.

Для анализа работы других глушителей (глушитель из пористого алюминия производства ООО «Композиционные материалы», Россия, серия ГР-SW-HP, и глушитель SMC Corp., Япония, VCHNF4-10) была проведена серия испытаний по измерению спада давления при резком открывании клапана (рисунки 8, 9). По результатам проведения испытаний видно, что время спада давления у всех типов глушителей практически одинаково, но противодействие непосредственно перед глушителем самое высокое у SMC. Это связано с тем, что внутри глушителя SMC установлена трубка с отверстиями для снижения эффекта охлаждения.

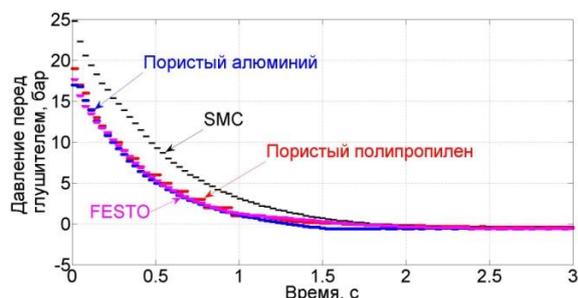


Рисунок 8. Изменение давления перед глушителем при внезапном открытии клапана

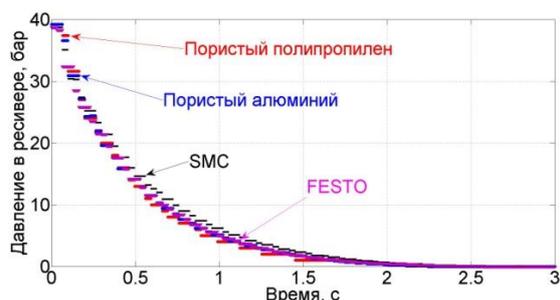


Рисунок 9. Изменение давления в ресивере при внезапном открытии клапана

## 6 Акустическая эффективность

В результате проведённых измерений глушителя (рисунок 10) были получены

следующие экспериментальные данные (рисунок 11).



Рисунок 10. Внешний вид глушителя шума

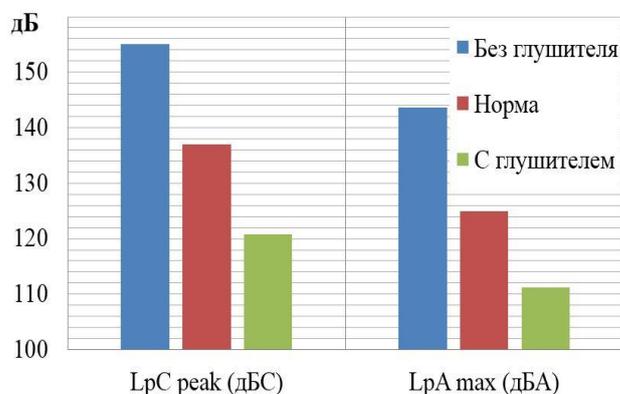


Рисунок 11. Уровень звукового давления глушителя шума

Из графиков на рисунке 11 видно, что использование глушителя шума позволяет снизить уровень шума до 34,3 дБС и 32,4 дБА, что соответствует нормам [10, 13].

## 7 Заключение

Таким образом, в работе были проведены экспериментальные исследования пропускной способности глушителя шума. Создана имитационная модель глушителя шума в составе пневмосистемы и проведены расчёты процессов изменения давления в контрольных точках. Полученные расчётные данные имеют хорошую сходимость с экспериментальными результатами. Следовательно, разработанная имитационная модель может быть использована при оптимизации конструктивных параметров глушителя. Противодействие с

глушителем составило 20 бар, что не превышает зарубежные аналоги. Проведены замеры шума и определена акустическая эффективность глушителя, которая составила 34,3 дБС и 32,4 дБА, что соответствует санитарным нормам по шуму.

## 8 Благодарности

Работа выполнена в рамках реализации Программы развития Самарского университета на 2021- 2030 годы в рамках программы «Приоритет-2030» при поддержке Правительства Самарской области.

## Список использованных источников

[1] Будаев, В. А., Глушители аэродинамического шума для станочных приспособлений [Текст] / В. А. Будаев, Е. А. Крайнова // Вестник машиностроения. – 2001. – №2. – С. 272-276.

[2] ГОСТ 25144 – 82. Пневмоглушители. Технические условия [Текст]. – М.: Изд-во стандартов, 1982. – 22 с.

[3] Igolkin, A. A. Muffler of exhaust air [Text] / A. A. Igolkin // 21st International Congress on Sound and Vibration. – 2014. – P. 2027-2034.

[4] Jingxiang, L. Study on acoustical properties of sintered bronze porous material for transient exhaust noise of pneumatic system [Text] / L. Jingxiang, Z. Shengdun, I. Kunihiro // Journal of Sound and Vibration. – 2013. – No 332. – P. 2721-2734.

[5] Финкельштейн, А. Б. Теория и практика получения пористых отливок из алюминиевых сплавов пропиткой [Текст]: дис. ... докт. техн. на-

ук: 05.16.04 / Финкельштейн Аркадий Борисович. – Екатеринбург, 2010. – 338 с.

[6] Finkel'stein, A. B. Acoustic characteristics of porous cast aluminum [Text] / A. B. Finkel'stein, I. S. Kazantsev, V. G. Starkov // Life safety. – 2006. – №4. – P. 21-23.

[7] The Study of Muffler Parameters Influence on Pressure Regulator Dynamics and Acoustic Characteristics [Electronic resource] / A. A. Igolkin, D. M. Stadnik, E. V. Shakhmatov [et al.] // Proceedings of the 23d International Congress on Sound and Vibration. – Athens, Greece. – 10-14 July 2016.

[8] ГОСТ Р ЕН 29053 – 2008. Материалы акустические. Методы определения сопротивления продуванию потоком воздуха [Текст]. – М.: Издательство стандартов, 2008. – 14 с.

[9] Баляба, М. В. Разработка гасителей пульсаций для систем регулирования давления природного газа [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06 / Баляба Максим Владимирович. – Самара, 2019. – 154 с.

[10] СанПиН 1.2.3685-21. Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания [Текст]. – Введ. 2021-01-28. – КонсультантПлюс, 2021. – 1143 с.

[11] Попов, Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем [Текст] / Д. Н. Попов. – М.: Машиностроение, 1974. – 424 с.

[12] Аброрович, Г.Н., Прикладная газовая динамика [Текст] / Д. Н. Попов. – М.: Наука, 1991. – 600 с.

[13] СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки [Текст]. – Введ. 1996-10-31. – М.: Стандартинформ, 1996. – 19 с.

**DETERMINATION OF THE CAPACITY OF THE EXHAUST NOISE MUFFLER OF PNEUMATIC SYSTEMS BY COMPUTATIONAL AND EXPERIMENTAL METHODS**

**Igolkin A.A.**

**Safin A.I.**

**Stadnik D.M.**

**Balyaba M.V.**

Samara National Research University  
(Samara University)

34, Moskovskoye shosse,  
Samara, 443086,  
Russian Federation

[igolkin.aa@ssau.ru](mailto:igolkin.aa@ssau.ru)

*One of the main problems of pneumatic systems is the noise that occurs when compressed air is discharged, which negatively affects personnel. To create an effective noise muffler, it is necessary to predict its throughput. The article presents the results of experimental studies of the bandwidth of a noise muffler using porous polypropylene. A simulation model of a noise muffler as part of a pneumatic system has been created and calculations of pressure changes at control points have been carried out. Noise measurements were carried out and the acoustic efficiency of the developed muffler was determined, which amounted to 34.3 dBC and 32.4 dBA.*

**Keywords:** noise muffler; noise; dynamics; pneumatic system; polypropylene

## References

- [1] Budaev, V. A., Aerodynamic noise mufflers for machine tools [Text] / V. A. Budaev, E. A. Kraynova // Bulletin of Mechanical Engineering. – 2001. – № 2. – P. 272-276. (in Russian).
- [2] GOST 25144 – 82. Pneumatic silencers. Technical conditions [Text]. – M.: Publishing House of Standards, 1982. – 22 p. (in Russian).
- [3] Igolkin, A. A. Muffler of exhaust air [Text] / A. A. Igolkin // 21st International Congress on Sound and Vibration. – 2014. – P. 2027-2034.
- [4] Jingxiang, L. Study on acoustical properties of sintered bronze porous material for transient exhaust noise of pneumatic system [Text] / L. Jingxiang, Z. Shengdun, I. Kunihiro // Journal of Sound and Vibration. – 2013. – № 332. – P. 2721-2734.
- [5] Finkel'stein, A. B. Theory and practice of obtaining porous castings from aluminum alloys by impregnation [Text] / A. B. Finkel'stein // dissertation of the Doctor of Technical Sciences. – Ural Federal University. – 2010. – 338 p. (in Russian).
- [6] Finkel'stein, A. B. Acoustic characteristics of porous cast aluminum [Text] / A. B. Finkel'stein, I. S. Kazantsev, V. G. Starkov // Life safety. – 2006. – № 4. – P. 21-23.
- [7] The Study of Muffler Parameters Influence on Pressure Regulator Dynamics and Acoustic Characteristics [Electronic resource] / A. A. Igolkin, D. M. Stadnik, E. V. Shakhmatov [et al.] // Proceedings of the 23d International Congress on Sound and Vibration. – Athens, Greece. – 10-14 July 2016.
- [8] GOST R EN 29053. – 2008 Acoustic materials. Methods for determining the resistance to air flow blowing [Text]. – Introduction 2008-03-13. – Moscow: Publishing House of Standards, 2008. – 14 p. (in Russian).
- [9] Balyaba, M. V. Development of pulsation dampers for natural gas pressure control systems [Text] / M. V. Balyaba // dissertation of the Candidate of Technical Sciences. – Samara University. – 2019. – 154 p. (in Russian).
- [10] SanPiN 1.2.3685-21. Hygienic standards and requirements for ensuring the safety and (or) harmlessness of environmental factors for humans [Text]. – Introduction 2021-01-28. – Consultant Plus, 2021. – 1143 p. (in Russian).
- [11] Popov, D. N. Dynamics and regulation of hydro and pneumatic systems [Text] / D. N. Popov. – M.: Mechanical engineering, 1974. – 424 p. (in Russian).
- [12] Abromovich, G.N., Applied gas dynamics [Text] / D.N. Popov. – M.: Nauka, 1991. – 600 p. (in Russian).
- [13] SN 2.2.4/2.1.8.562-96. Noise in workplaces, in residential, public buildings and on the territory of residential development [Text]. – Introduction 1996-10-31. – M.: Publishing House of Standards, 1996. – 19 p. (in Russian).

**Сундуков А. Е.** **ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА И ВЕЛИЧИНЫ БОКОВОГО  
ЗАЗОРА НА ВИБРАЦИОННОЕ СОСТОЯНИЕ  
РЕДУКТОРА ГТД**

ООО «ПКФ «ТСК»

ул. Ново-Садовая, 381, корп.1, этаж 3,  
г. Самара, 443125,  
Российская Федерация

[sunduckov@mail.ru](mailto:sunduckov@mail.ru)

**Шахматов Е. В.**

Самарский национальный  
исследовательский университет  
имени академика С. П. Королёва  
(Самарский университет)

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

[shakhm@ssau.ru](mailto:shakhm@ssau.ru)

*Основными дефектами редукторов авиационных газотурбинных двигателей является износ боковых поверхностей зубьев и соответствующий рост величины бокового зазора. Основная опасность износа зубьев заключается в генерации вибрации, приводящей к усталостным поломкам элементов конструкции двигателя. На примере гармоник пересопряжения зубьев пары «солнечная шестерня – сателлиты» ( $f_{z1}$ ) и субгармоник одна треть  $f_{z1}$  и две треть  $f_{z1}$  от неё, а также составляющей, вызывающей усталостные поломки элементов конструкции двигателя, показано изменение вибрационного состояния двигателя при развитии дефектов. Оценена чувствительность рассматриваемых составляющих к данным дефектам. Показана потенциальная опасность составляющей две треть от зубцовой частоты.*

**Ключевые слова:** планетарный редуктор; износ зубьев; боковой зазор; вибрационное состояние редуктора

## 1 Введение

Редукторы авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) предназначены для обеспечения увеличения крутящего момента и оптимальной частоты вращения воздушных винтов и вентиляторов. Работа в широком диапазоне передаваемой нагрузки и частот вращения роторов при стационарных и переходных режимах делает их наиболее нагруженными узлами ГТД. Наиболее распространёнными их дефектами являются износ боковых поверхностей зубьев и соответствующий рост величины бокового зазора [1]. Развитие данных дефектов существенно увеличивает и без того достаточно высокую их виброактивность. Рост величины износа боковых поверхностей зубьев приводит к генерации колебаний, вызывающих усталостные поломки элементов конструкции двигателей [2,3].

## 2 Постановка задачи и метод

Целью работы является оценка влияния режима работы двигателя на вибрационное состояние редуктора. Исследовалась вибра-

ция с вибропреобразователя, установленного на стыке картеров турбокомпрессора и редуктора. Ось чувствительности ориентирована в вертикальном направлении (ось  $Y$ ). Исследовалось вибрационное состояние одной из модификаций двигателя НК-12. Наибольший износ зубьев его редуктора происходит в паре «солнечная шестерня – сателлиты». В работе [4] для данного случая была предложена имитационная математическая модель вибрационного состояния редуктора при развитии износа боковых поверхностей зубьев этой пары. Из анализа модели следует, что при этом происходит рост интенсивности трёх гармонических рядов, параметров амплитудной и частотной модуляций и вибрационного шума. Выполненные ранее исследования показали, что наиболее значимый рост интенсивности происходит в ряду, включающем субгармоники от зубцовой частоты [5]. Первая составляющая этого ряда определяется произведением числа сателлитов (в нашем случае три) на частоту вращения солнечной шестерни в приведенном движении. Широко используемая в диагностике износа интенсивность кратных зубцовых гармоник в рассматриваемом случае

имеет крайне низкое значение, соизмеримо с интенсивностью вибрационного шума. Соответствующие данные представлены в таблице 1.

Таблица 1.

Гармоника	Интенсивность, м/с <sup>2</sup>
$f_{z1}$	14.93
$2 f_{z1}$	2.44
$3 f_{z1}$	0.48
$4 f_{z1}$	0.38
$5 f_{z1}$	0.05

Здесь  $f_{z1}$ - зубцовая гармоника пересопряжения зубьев пары «солнечная шестерня – сателлиты».

Как видно из представленных данных, уверенно идентифицировать можно только первые две гармоники. Поэтому для дальнейшего анализа были выбраны следующие составляющие:

- субгармоника зубцовой частоты ( $1/3 f_{z1}$ );
- субгармоника зубцовой частоты ( $2/3 f_{z1}$ );
- зубцовая гармоника ( $f_{z1}$ );
- гармоника, вызывающая усталостные поломки элементов конструкции двигателя ( $f_{изн}$ ) [3].

Исследовался весь диапазон стационарных режимов работы двигателя: малый газ (МГ), 0.4 номинального (0.4Ne), 0.7 номинального (0.7Ne), 0/85 номинального (0.85Ne), номинальный (Ne) и максимальный (Max). Следует отметить, что частота вращения турбокомпрессора (и соответственно солнечной шестерни) на режиме малого газа примерно на 20% меньше частоты вращения на остальных стационарных режимах работы двигателя. Интенсивность составляющих (амплитудное значение) оценивалось по данным автоспектра с разрешением по частоте 1.76 Гц. Исследовались два двигателя с минимальным (0.30 мм) и максимальным (0.43 мм) боковыми зазорами, выбранные из 18 отремонтированных двигателей, и два двигателя с минимальным суммарным полным износом (0.018 мм) и максимальным (0.036), выбранные из 15 двигателей, пришедших в ремонт на завод-изготовитель [3].

На рисунках 1–8 представлены получен-

ные зависимости.

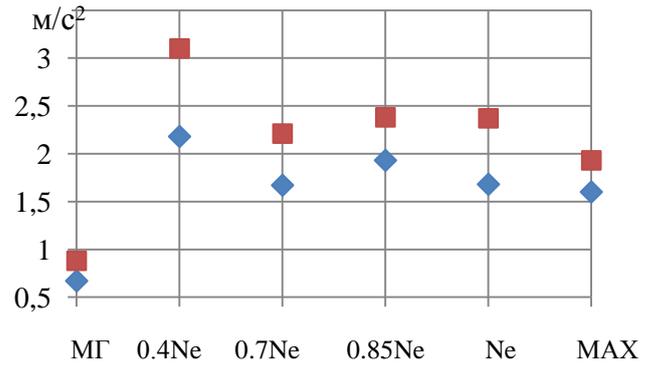


Рисунок 1. Зависимость интенсивности составляющей  $1/3 f_{z1}$  от режима работы двигателя при двух вариантах бокового зазора:  $\blacklozenge$  - 0.30 мм,  $\blacksquare$  - 0.43 мм

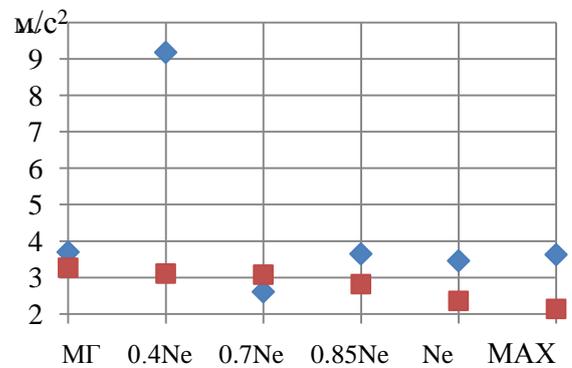


Рисунок 2. Зависимость интенсивности составляющей  $2/3 f_{z1}$  от режима работы двигателя при двух вариантах бокового зазора:  $\blacklozenge$  - 0.30 мм,  $\blacksquare$  - 0.43 мм

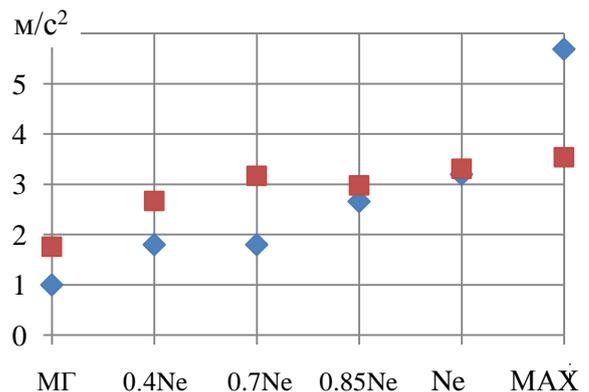


Рисунок 3. Зависимость интенсивности составляющей  $f_{z1}$  от режима работы двигателя при двух вариантах бокового зазора:  $\blacklozenge$  - 0.30 мм,  $\blacksquare$  - 0.43 мм

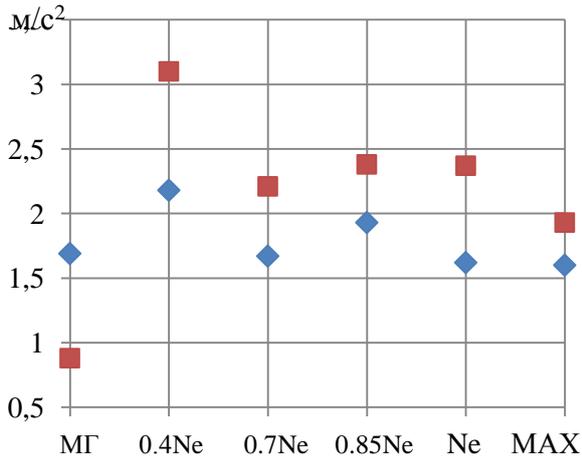


Рисунок 4. Зависимость интенсивности составляющей  $f_{изн}$  от режима работы двигателя при двух вариантах бокового зазора:  $\blacklozenge$  – 0.30 мм,  $\blacksquare$  – 0.43 мм

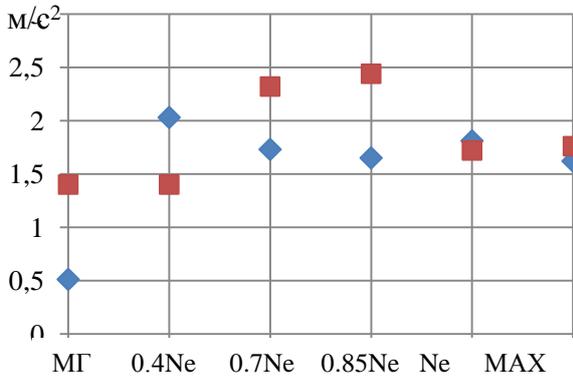


Рисунок 5. Зависимость интенсивности составляющей  $1/3 f_{z1}$  от режима работы двигателя при двух вариантах износа:  $\blacklozenge$  – 0.018 мм,  $\blacksquare$  – 0.036 мм

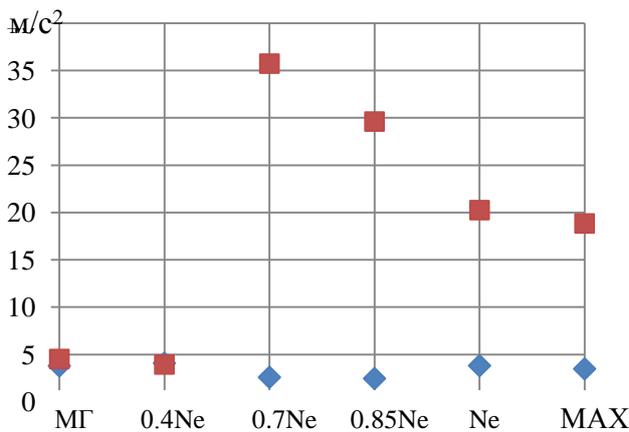


Рисунок 6. Зависимость интенсивности составляющей  $2/3 f_{z1}$  от режима работы двигателя при двух вариантах износа:  $\blacklozenge$  – 0.018 мм,  $\blacksquare$  – 0.036 мм

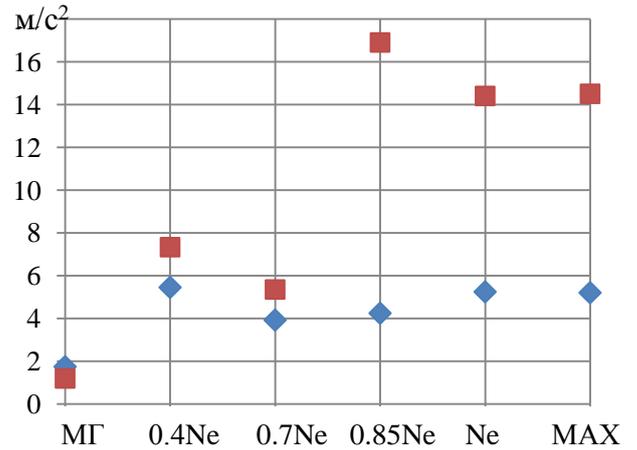


Рисунок 7. Зависимость интенсивности составляющей  $f_{z1}$  от режима работы двигателя при двух вариантах износа:  $\blacklozenge$  – 0.018 мм,  $\blacksquare$  – 0.036 мм

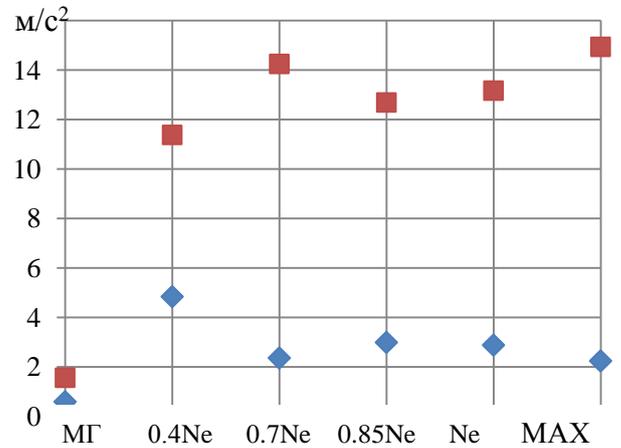


Рисунок 8. Зависимость интенсивности составляющей  $f_{изн}$  от режима работы двигателя при двух вариантах износа:  $\blacklozenge$  – 0.018 мм,  $\blacksquare$  – 0.036 мм

### 3 Результаты и их обсуждение

Анализ полученных результатов позволяет сделать несколько замечаний:

- увеличение режима работы двигателя приводит к росту (в среднем) составляющих  $f_{z1}$  (боковой зазор) и  $f_{изн}$  и  $f_{z1}$  (износ);
- изменение максимальной интенсивности рассмотренных гармоник составило: для бокового зазора  $1/3 f_{z1} - 1.42$  раза,  $2/3 f_{z1} - 0.36$  раза,  $f_{z1} - 0.62$  раза,  $f_{изн} - 1.35$  раза, для износа:  $1/3 f_{z1} - 1.20$  раза,  $2/3 f_{z1} - 8.77$  раза,  $f_{z1} - 2.95$  раза,  $f_{изн} - 3.09$  раза.

Как видно из полученных данных наибольшая чувствительность к увеличению бокового зазора отмечается для составляю-

шей  $f_{z1}$ , к росту величины износа  $2/3 f_{z1}$ ,  $f_{z1}$ ,  $f_{изн}$ . Обращает на себя внимание существенное превышение максимальных значений интенсивности составляющей  $2/3 f_{z1}$  над остальными как для бокового зазора так и для износа. Как показано в [3] поломки элементов конструкции двигателя происходят на частоте составляющей  $f_{изн}$  при превышении её интенсивности определённого уровня. Однако существенно больший рост интенсивности составляющей  $2/3 f_{z1}$  даёт основание рассматривать её как потенциально опасный источник вибрации. Вопрос проявления от неё поломок связан с возможностью возбуждения крутильных колебаний вращающейся системы двигателя.

#### 4 Заключение

В среднем монотонный рост интенсивности вибрации с увеличением режима работы двигателя из двенадцати рассмотренных составляющих отмечается только для гармоник  $f_{z1}$  (боковой зазор) и  $f_{изн}$  и  $f_{z1}$  (износ).

Помимо составляющей  $f_{изн}$ , потенциально опасную с точки зрения поломок элементов конструкции двигателя может представлять составляющая  $2/3 f_{z1}$ . Поэтому в случае необходимости отстройки собственных частот элементов конструкции компрессора двигателя от частоты составляющей  $f_{изн}$  необходимо исключить их приближение к частоте составляющей  $2/3 f_{z1}$ .

#### Список использованных источников

[1] Авиационные зубчатые передачи и редукторы: Справочник / В. И. Алексеев, В. М. Ананьев, М. М. Булыгина [и др.] ; под редакцией Э. Б. Вулгакова. Москва : Машиностроение, 1981. – 374 с.

[2] Курушин, М. И. Экспериментальные исследования причин возбуждения колебаний элементов турбовинтового двигателя с дифференциальным редуктором / М. И. Курушин, В. Б. Балякин, А. М. Курушин // Известия Самарского центра РАН. – 2014. – Т.16, №4. – С.132 – 136.

[3] Авраменко, А. А. Совершенствование методов вибродиагностики износа зубьев шестерён дифференциального редуктора турбовинтового двигателя / А. А. Авраменко, А. Н. Крючков, С. М. Плотников, А. Е. Сундуков, Е. В. Сундуков // Вестник Самарско-

го университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2018. – Т.17, №3. – С.16 – 26. DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-3-16-26.

[4] Крючков, А.Н. Имитационная модель колебаний пары «солнечная шестерня-сателлиты» планетарного редуктора турбовинтового двигателя при наличии дефектов боковых поверхностей зубьев / А. Н. Крючков, С. М. Плотников, А. Е. Сундуков, Е. В. Сундуков // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2019. – Т.18, №4. – С. 87-95. DOI: 10.18287/2541-7533-2019-18-4-87-95.

[5] Сундуков, А.Е. Субгармоники зубцовой частоты в вибродиагностике износа зубьев редуктора газотурбинного двигателя / А. Е. Сундуков, Е. В. Шахматов // Динамика и виброакустика. – 2022. – Т.8, №2. – С. 6-11. DOI: 10.18287/2409-4579-2022-8-2-6-11.

**Sundukov A.E. EFFECTS OF WEAR AND FLANK CLEARANCE ON VIBRATION BEHAVIOR OF GAS TURBINE ENGINE GEARBOX**

PKF TSK

Novo-Sadovaya st. 381, korp.1,  
Samara, 443011,  
Russian Federation

[sunduckov@mail.ru](mailto:sunduckov@mail.ru)

**Shakhmatov E.V.**

Samara National Research University  
(Samara University)

34, Moskovskoye shosse,  
Samara, 443086,  
Russian Federation

[shakhm@ssau.ru](mailto:shakhm@ssau.ru)

*The key defect of aircraft gas turbine engine gearboxes is the tooth flank wear and the corresponding increase in the flank clearance. The main danger of tooth wear is vibration generation resulting in fatigue failures of the engine structural elements. Using the example of tooth harmonics in the re-mating of teeth of the “sun gear – satellite” pair with frequency  $f_{z1}$  and its sub harmonics with frequencies equal to one third and two thirds of it, as well as the vibration component that causes fatigue failures of engine structural elements, the change in the vibration state of the engine with the development of defects is shown. The sensitivity of the components under consideration to such defects is assessed. The potential danger of the component equal to two thirds of the tooth harmonics is revealed.*

**Keywords:** planet gearbox; tooth wear; flank clearance; gearbox vibration behavior

## References

- [1] Aviacionnye zubchatye peredachi i reduktory: Spravochnik [Aviation Gear Drives and Gearboxes: Reference tool] / V. I. Alekseev, V. M. Anan'ev, M. M. Bulygina [et al.] ; edited by E. B. Vulgakov. Moscow: Mashinostroenie Publ, 1981. – 374 p. (in Russian).
- [2] Kurushin, M. I. Experimental investigation of the courses of vibration excitation of elements of gas turbine engines with a differential reduction gearbox / M.I. Kurushin, V.B. Balyakin, A.M. Kurushin // Izvestiya Samarskogo centra RAN [Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences]. – 2014. –Vol.16, №4. – P. 132 – 136. (in Russian).
- [3] Avramenko A. A., Refining methods of vibration diagnostics of wear of turbo-prop engine differential speed reduction unit gear teeth / A. A. Avramenko, A. N. Kryuchkov, S. M. Plotnikov, E. V. Sundukov, A. E. Sundukov // VESTNIK of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering. – 2018. – Vol.17, №3. – P.16 – 26. DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-3-16-26. (in Russian).
- [4] Kryuchkov, A. N. Simulation model of oscillations of the “sun gear – satellites” pair of turboprop engine planetary reduction gearbox in the presence of defects of tooth flanks / A. N. Kryuchkov, S. M. Plotnikov, A. E. Sundukov, E. V. Sundukov // VESTNIK of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering. – 2019. – Vol.18, №4. – P. 87-95. DOI: 10.18287/2541-7533-2019-18-4-87-95. (in Russian).
- [5] Sundukov, A. E. Tooth harmonics in the vibration diagnostics of gear tooth wear in a gas turbine engine / A. E. Sundukov, E. V. Shahmatov // Journal of Dynamics and Vibroacoustics. – 2022. – Vol.8, №2. – P. 6-11. DOI: 10.18287/2409-4579-2022-8-2-6-11. (in Russian).

**Малькова С.А.**

АО «ОДК-Авиадвигатель»,  
Комсомольский проспект, д. 93,  
г. Пермь, 614990,  
Российская Федерация

Пермский национальный  
исследовательский политехнический  
университет  
Комсомольский проспект, д. 29,  
г. Пермь, 614990,  
Российская Федерация

[malkovasofia@myrambler.ru](mailto:malkovasofia@myrambler.ru)

**Уткин А.О.****Торопицина А.В.**

АО «ОДК-Авиадвигатель»,  
Комсомольский проспект, д. 93,  
г. Пермь, 614990,  
Российская Федерация

## **ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ПОВЕДЕНИЯ КОНСТРУКТИВНО ПОДОБНОГО ОБРАЗЦА ИЗ ПОЛИМЕРНОГО КОМПОЗИЦИОННОГО МАТЕРИАЛА**

*В данной работе выполнена оценка усталостной прочности конструктивно подобного образца из полимерного композитного материала (ПКМ). Проведены усталостные испытания конструктивно подобных образцов из ПКМ с применением электродинамического вибростенда. По результатам испытаний построена кривая усталости. Разработана расчётная модель конструктивно подобного образца с учётом конструктивных особенностей и закрепления образца в оснастке при испытаниях. В дальнейшем планируется использование полученной расчётной модели для исследования конструктивно подобного образца с расслоением, полученным в ходе испытаний, и перенос результатов на полноразмерную модель.*

**Ключевые слова:** полимерные композиционные материалы; усталостные испытания; кривая усталости; предел выносливости; расслоение; метод конечных элементов

### **1 Введение**

При проектировании элементов конструкции самолётов в последние годы применяются композиционные материалы, обладающие высокой прочностью при низкой плотности, высокими усталостными характеристиками, высокой устойчивостью к коррозии и износостойкостью.

Благодаря уникальным характеристикам композиционные материалы пользуются большой популярностью для использования в нагруженных элементах самолётов (мотогондола, крыло, обшивки, фюзеляж и т.д.) [1–2].

Прогноз ресурса несущей способности деталей и узлов из полимерных композиционных материалов имеет большое практическое значение [3–4].

При обосновании усталостной прочности конструкции из полимерных композиционных материалов согласно требованиям [5] необходимо показать, что разработанная конструкция обладает достаточной прочностью, чтобы выдерживать нагрузки типового профиля полёта, вибрационные и акустические нагрузки [6].

Особенностью оценки усталостной прочности полимерных композиционных материалов является сложный характер развития дефектов и повреждений до исчерпания несущей способности детали или узла в связи с его неоднородной и анизотропной структурой [7].

Для оценки усталостной прочности деталей и узлов из ПКМ проводятся усталостные испытания для получения S-N кривой. В связи с тем, что детали и узлы, изготавливаемые из полимерных композитных материалов, обладают несовершенствами (непроклеи, внутренние напряжения, пористость и т.д.), усложняется прогнозирование усталостного разрушения детали по испытаниям стандартных образцов. Необходимо проведение оценки усталостной прочности таких деталей с учётом несовершенств.

Для подтверждения усталостной прочности деталей и узлов из полимерных композиционных материалов применяется расчётно-экспериментальный способ с использованием результатов испытаний конструктивно подобных образцов. Данный метод позволяет сократить длительность и

стоимость прямых испытаний полноразмерной конструкции [7].

## 2 Экспериментальная оценка усталостной прочности образца

Образцы конструктивно подобных элементов (КПЭ) повторяют геометрию наиболее нагруженных критических зон деталей [8]. В таком случае к образцам предъявляют требования, по которым они должны быть изготовлены по близкой технологии изготовления детали. Таким образом, образцы могут иметь вид отгибных фланцев, ламинатных элементов с отверстиями, элементов сотовых конструкций и пр.

По результатам усталостных циклических испытаний конструктивно подобных образцов получают кривые усталости и условный предел выносливости.

Методика проведения усталостных испытаний предполагает циклическое приложение нагрузки, изменяемой по синусоидальному закону с постоянной амплитудой. Закрепление конструктивно подобного образца в оснастке испытательной машины и место приложения нагрузки выбираются таким образом, чтобы напряжённо-деформированное состояние в условиях испытаний соответствовало напряжённо-деформированному состоянию детали в условиях эксплуатации [6]. Для контроля распределения деформаций при испытаниях образец препарируют тензорезисторами.

В качестве нагружающего устройства, как правило, применяют электродинамический вибростенд, совершающий гармонические колебания вибростола (рисунок 1). Одним из основных требований, предъявляемых к таким испытаниям, является низкая резонансная частота колебаний образца, чтобы не допустить саморазогрева материала [9].

В работе рассмотрены испытания на усталость при циклическом нагружении по схеме изгиба консольной балки.

В процессе испытаний система измерений, входящая в систему управления виб-

ростендом, контролирует следующие параметры: амплитуда нагружения, частота колебаний и количество циклов нагружения. Для построения кривой усталости испытания проводятся при различном уровне нагрузки.



Рисунок 1. Схема испытаний образца на вибростенде

В процессе испытаний образца при высоких нагрузках довольно хорошо фиксируется развитие трещины и разрушение при малом числе циклов. Критерием разрушения образца является существенное образование трещин и расслоений, которые могут привести к потере несущей способности. В ходе испытаний в образцах зафиксировано развитие трещин (рисунок 2).



Рисунок 2. Вид трещины на конструктивно подобном образце композитного фланца

По результатам усталостных испытаний образцов из ПКМ построена кривая усталости, представленная на рисунке 3.

В ходе испытаний было отмечено, что при постепенном развитии трещины наблюдалось медленное снижение резонансной частоты. При резком увеличении тре-

щины происходит скачкообразное падение частоты.

Полученные экспериментальные данные планируется использовать при оценке прочности композитной конструкции при усталостных и вибрационных нагрузках.

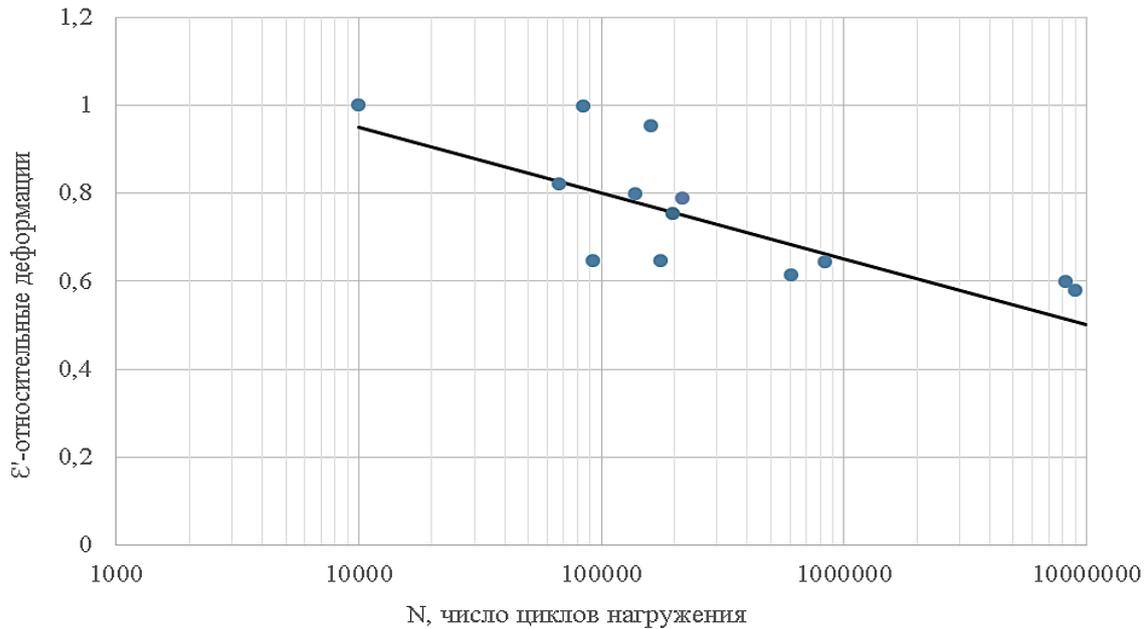


Рисунок 3. Кривая усталости образца, где  $\varepsilon' = \frac{\varepsilon_a}{\varepsilon_{\max}}$  – относительная деформация,  $\varepsilon_a$  – амплитуда деформации по тензорезистору,  $\varepsilon_{\max}$  – максимальная амплитуда деформации, N – число циклов нагружения

### 3 Расчётное определение усталостной прочности образцов композитных фланцев

Для оценки усталостной прочности полноразмерной конструкции планируется перенос результатов усталостных испытаний конструктивно подобных образцов на расчётную модель полноразмерной конструкции. С этой целью проводится моделирование методом конечных элементов конструктивно подобных образцов и имитация усталостных испытаний.

На основе проведённых испытаний разработана конечно-элементная модель. Моделирование конструктивно подобного образца проводилось послойное, согласно конструкторской документации. Учитывались направление укладки, толщина слоёв,

характеристики композитных материалов и особенности геометрии. Сложная форма образца усложняет моделирование, в связи с этим были рассмотрены несколько вариантов построения модели.

Проведено сравнение результатов для оболочечных элементов и твёрдотельных элементов при моделировании конструктивно подобного образца (рисунки 4–5).

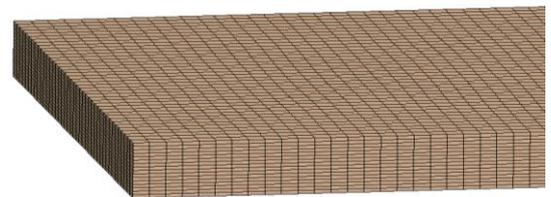


Рисунок 4. Твёрдотельная конечно-элементная модель после выкладки слоёв композита

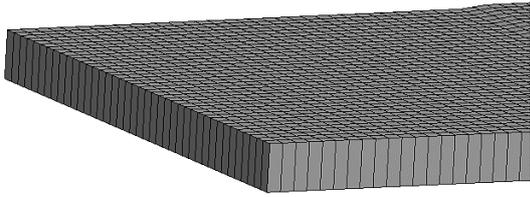


Рисунок 5. Оболочечная конечно-элементная модель после выкладки слоёв композита

Как видно из рисунков 4–5, при моделировании образца твёрдотельными элементами сетка строится для каждого смоделированного слоя, в то время как для оболочечных элементов сетка единая.

В связи с этим предпочтение было отдано твёрдотельной модели для облегчения получения картины распределения напряжений и деформаций в слоях образца.

Кроме конструктивно подобного образца была смоделирована оснастка. Было учтено место закрепления образца в оснастке, глубина посадки образца в оснастке.

Также учитывалось расположение грузов на образце согласно их расположению при проведении испытаний. Граничные условия – жёсткая заделка по основанию оснастки.

Проведён модальный анализ с целью получения первых собственных частот и форм колебаний конструктивно-подобного образца.

Первая форма колебаний образца соответствует изгибу консольной балки. Частота колебаний, соответствующая частоте колебаний образца при испытаниях, была получена с помощью добавления массы грузов к образцу. Для достижения необходимой частоты был добавлен груз для увеличения массы образца и снижения первой собственной частоты колебаний. Первая форма колебаний соответствует изгибу консольной балки и приведена на рисунке 6.

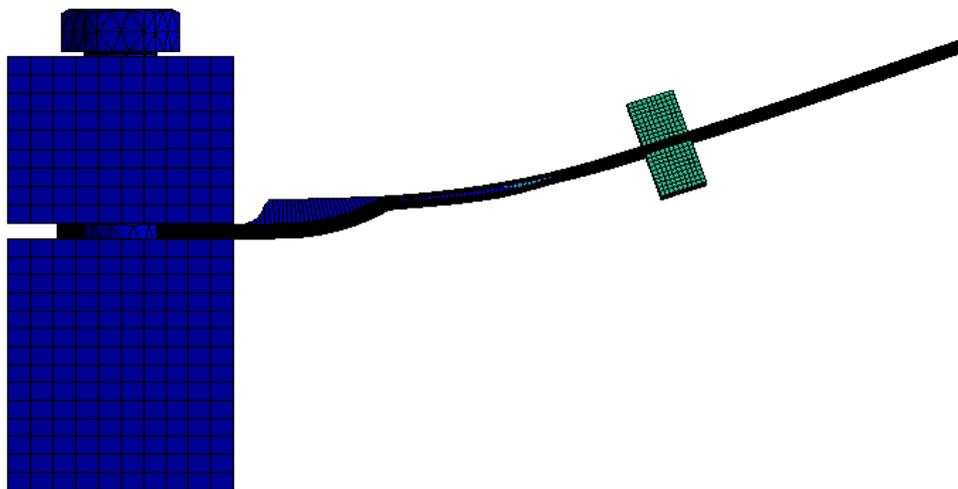


Рисунок 6. Первая форма колебаний конструктивно подобного образца фланца

Для оценки деформаций при нагружении образца синусоидальной нагрузкой проведён гармонический анализ. Амплитуда виброускорения прикладывалась к оснастке в месте закрепления при проведении модального анализа.

Для построения графика зависимости величины деформации от амплитуды нагружения значения амплитуды были вы-

браны с шагом в 0,5 g. Задан минимальный коэффициент демпфирования 0,01.

Значения деформации на расчётной модели были сняты в точках расположения датчиков деформации при испытаниях, в тех же координатах и в том же направлении.

В результате расчёта получена хорошая сходимость результатов расчётов с резуль-

татами испытаний при нагружении образца до 1,5g (рисунок 7). При бóльшей нагрузке отклонение значений на расчётной модели от результатов испытаний значительно больше. Есть предположение, что

отклонение результатов связано с недоработкой расчётной модели, которая не учитывает величину расслоения и фактический коэффициент демпфирования для каждого испытания.

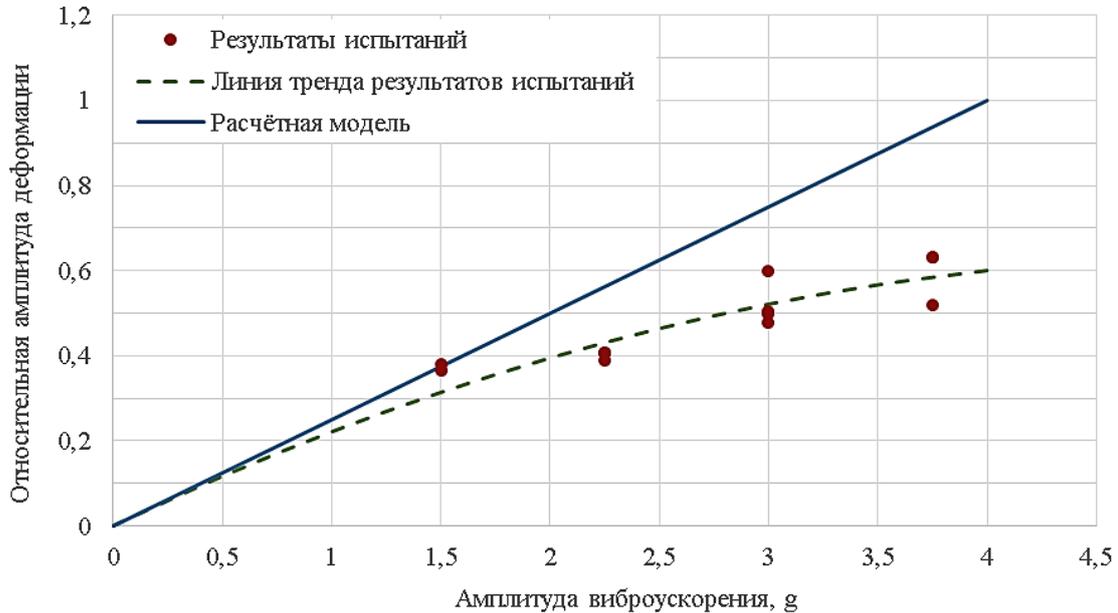


Рисунок 7. Верификация расчётной модели с результатами испытаний

#### 4 Заключение

В результате проделанной работы отработан экспериментальный подход в получении кривых усталости для конструктивно подобных образцов сложной формы. Определены требования к расчётным моделям и объём необходимых данных для дальнейшего развития расчётно-экспериментального подхода по оценке усталостной прочности.

В дальнейшем планируется использование полученной расчётной модели для исследования конструктивно подобного образца с расслоением, полученным в ходе испытаний, а также перенос результатов, полученных на конструктивно подобном образце, на полноразмерную модель детали.

#### Список использованных источников

[1] Миронов, Р.Д. Применение композиционных материалов в авиации / Р.Д. Миронов // Развитие

технических наук в современном мире. Сборник научных трудов по итогам международной научно-практической конференции. – 2014. – №1. – С.17-18.

[2] Малая, Е. В. Композиционные материалы в современной авиации / Е. В. Малая, А. И. Саввин // Актуальные исследования. – 2022. – № 49. – С. 6-9.

[3] Зиборов, Е. Н. Конечноэлементное моделирование усталостной прочности композитного материала / Е. Н. Зиборов, А. Н. Соловьёв // Advanced Engineering Research. – 2013. – № 5-6 (74). – С. 104-109. DOI: 10.12737/1287

[4] Paeppegem, W. van. Finite element approach for modelling fatigue damage in fibre-reinforced composite materials / W. van Paeppegem, J. Degrieck, P. De Baets // Composites. – 2001. – Part B – №32. – P. 575-588.

[5] Авиационные правила. Часть 25. изд.7 Нормы лётной годности самолётов транспортной категории // Межгосударственный авиационный комитет Авиационный регистр, 2022.

[6] Малькова, С. А. Экспериментальная оценка усталостной прочности конструктивно подобного образца фланца из полимерных композиционных материалов / С. А. Малькова, А. В. Торопицина, А. О. Уткин // Перспективы развития двигателестроения. Материалы докладов. – 2023. – Т.1. – С. 147-149.

[7] Каримбаев, Т. Д. Оценка усталостной долго-

вечности изделий из композиционных материалов / Т. Д. Каримбаев // *Авиационные двигатели.* – 2020. – № 4. – С. 75-93.

[8] Соломонов, Д. Г. Выбор конструктивно-подобных элементов для испытаний на усталость авиационных конструкций из полимерных композиционных материалов / Д. Г. Соломонов, М. Ш. Нихамкин, А. В. Торопицина // *Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника.* – 2022. – № 69.

– С. 62-70. DOI: 10.15593/2224-9982/2022.69.07

[9] Нихамкин, М.Ш. Тепловое состояние образцов из углепластика при усталостных испытаниях / М. Ш. Нихамкин, И. П. Конев, Н. А. Саженов, Д. А. Самодуров, А. В. Торопицина // *Фундаментальные исследования.* – 2015. – № 9 (часть 1). – С. 44-49.

**Malkova S.A. NUMERICAL SIMULATION OF THE DYNAMIC  
BEHAVIOR OF A STRUCTURALLY SIMILAR  
SAMPLE FROM POLYMER COMPOSITE  
MATERIAL**

JSC «UEC-Aviadvigatel»  
93, Komsomolsky pr.,  
Perm, 614990,  
Russian Federation

Perm National Research Polytechnic  
University,  
29, Komsomolsky pr.,  
Perm, 614990,  
Russian Federation

[malkovasofia@myrambler.ru](mailto:malkovasofia@myrambler.ru)

**Utkin A.O.  
Toropitsina A.V.**

JSC «UEC-Aviadvigatel»  
93, Komsomolsky pr.,  
Perm, 614990,  
Russian Federation

*In this paper, the fatigue strength of a structural similar sample made of polymer composite material (PCM) is evaluated. Fatigue tests of structurally similar samples from PCM were carried out using an electrodynamic vibration stand. Based on the test results, a fatigue curve is constructed. A design model of a structurally similar sample has been developed, taking into account the design features and fixing the sample in the tooling during testing. In the future, it is planned to use the obtained computational model to study a structurally similar sample with a bundle obtained during testing and transfer the results to a full-size model.*

**Keywords:** *polymer composite materials; fatigue tests; fatigue curve; endurance limit; stratification; finite element method*

## References

- [1] Mironov, R. D. Primenenie kompozicionnyh materialov v aviacii // Razvitie tekhnicheskikh nauk v sovremennom mire [Development of technical sciences in the modern world] / R. D. Mironov // Razvitie tekhnicheskikh nauk v sovremennom mire. Sbornik nauchnyh trudov po itogam mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii [Collection of scientific papers based on the results of the international scientific and practical conference]. – 2014. – №1. – P.17-18. (in Russian).
- [2] Malaya, E. V. Composite materials in modern aviation / E. V. Malaya, A. I. Savvin // Aktualnye issledovaniya. – 2022. – № 49. – P. 6-9. (in Russian).
- [3] Ziborov, E. N. Finite element modeling of composite material fatigue strength / E. N. Ziborov, A. N. Solov'yov // Advanced Engineering Research. – 2013. – № 5-6 (74). – P. 104-109. DOI: 10.12737/1287. (in Russian).
- [4] Paepegem, W. van. Finite element approach for modelling fatigue damage in fibre-reinforced composite materials / W. van Paepegem, J. Degrieck, P. De Baets // Composites. – 2001. – Part B – №32. – P. 575-588.
- [5] Aviacionnye pravila [Aviation Requirements]. Part 25. ed. №. 7 Normy lyotnoj godnosti samolyotov transportnoj kategorii [Airworthiness standards for transport category aircraft] // Mezhhgosudarstvennyj aviacionnyj komitet Aviacionnyj registr [Interstate Aviation Committee Aviation Register], 2022. (in Russian).
- [6] Mal'kova, S. A. Experimental evaluation of fatigue strength of a structurally similar flange sample made of polymer composite materials / S. A. Mal'kova, A. V. Toropitsina, A. O. Utkin // Trends in engine development. Proceedings. – 2023. – T.1. – P. 147-149. (in Russian).
- [7] Karimbaev, T. D. Evaluation of fatigue life of products made of composite materials / T. D. Karimbaev // Aviation engines. – 2020. – № 4. – P. 75-93. (in Russian).
- [8] Solomonov, D. G. A choose of structurally-similar samples for fatigue testing of polymer composite aviation structures / D. G. Solomonov, M. Sh. Nihamkin, A. V. Toropitsina // PNRPU Aerospace Engineering Bulletin. – 2022. – № 69. – P. 62-70. DOI: 10.15593/2224-9982/2022.69.07. (in Russian).
- [9] Nihamkin, M.Sh. Thermal state of a carbon fiber specimen under fatigue test / M. Sh. Nihamkin, I. P. Konev, N. A. Sazhenkov, D. A. Samodurov, A. V. Toropitsina // Fundamental research. – 2015. – № 9 (part 1). – P. 44-49. (in Russian).

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКОГО ДРОССЕЛЯ ЗА СЧЁТ ПОДБОРА ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЕГО ЗАЗОРА

Шелковый М.А.  
Базиненков А.М.  
Шагимуратова А.К.

Московский государственный  
технический университет  
имени Н.Э. Баумана  
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)  
ул. 2-я Бауманская, 5 с. 4,  
г. Москва, 105005,  
Российская Федерация

[shma18t387@student.bmstu.ru](mailto:shma18t387@student.bmstu.ru)

*Магнитореологические жидкости являются эффективным решением для использования в качестве рабочей жидкости в устройствах вибрационной защиты и прецизионных перемещений. Магнитореологический привод способен обеспечить прецизионное позиционирование объекта массой до 100 кг с погрешностью до 50 нм. Ключевой характеристикой основного управляющего элемента, магнитореологического дросселя, является создаваемое в рабочем зазоре магнитное поле. Исследование индукции магнитного поля в технологическом зазоре дросселя методом конечных элементов позволило определить наилучшее сочетание геометрических параметров концентраторов магнитного поля (зубьев) с точки зрения максимума магнитной индукции в зазоре, составившей 1,4 Тл. Повышение индукции в зазоре позволит повысить эффективность регулирования потока жидкости дросселем, а также точность и быстродействие привода.*

**Ключевые слова:** магнитореологическая жидкость; гидравлический привод; магнитореологический дроссель; рабочий зазор; метод конечных элементов

### 1 Введение

Современные машиностроительные технологии зачастую выдвигают особые требования к материалам, которые могут быть обеспечены применением «смарт»-материалов, способных обратимо менять свои свойства при внешнем воздействии. Среди таких материалов выделяют магнитореологические и магнитные жидкости.

Магнитореологические жидкости (МРЖ) являются растворами и относятся к классу золей, поскольку размер частиц находится в диапазоне от 1 до 100 мкм. Особенностью МРЖ является резкое увеличение локальной вязкости при воздействии внешнего магнитного поля.

Магнитными жидкостями являются растворы с характерным размером частиц магнетика менее 1 мкм. Они проявляют слабый магнитореологический эффект и не применяются в механизмах перемещений и виброизоляции.

### 2 Магнитореологические жидкости

В состав магнитореологических жидкостей входят: частицы магнетика с характерным размером частиц от 1 до 100 мкм; жидкостеноситель; поверхностно-активное вещество (ПАВ), призванное стабилизировать частицы магнетика; тиксотропное средство для увеличения вязкости МРЖ в состоянии покоя и уменьшения при механическом воздействии.

В качестве дисперсной фазы выступают магнитные частицы, в качестве среды – органические растворители или вода, содержащая стабилизатор для повышения устойчивости системы. Для стабилизации магнитных частиц применяют поверхностно активные вещества (ПАВ), которые хорошо адсорбируются на поверхности частиц и имеют химическое сродство к дисперсионной среде [1].

Гидродинамические процессы в магнитореологической жидкости описываются уравнением Навье-Стокса [2]:

$$\rho \frac{dv_i}{dt} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \eta \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} v_i - M_j \frac{\partial H_j}{\partial x_i} + K_i,$$

где  $v_i$  – проекция вектора скорости  $v$  магнитной жидкости на ось  $x_i$ ;  $\eta$  – сдвиговая вязкость;  $K_i$  – проекция внешней силы на ось  $x_i$ . Уравнение Навье-Стокса позволяет описать движение вязкой ньютоновской жидкости. В ряде работ рассматривается модифицированное уравнение, позволяющее описать движение МРЖ в магнитном поле.

В зависимости от состава магнитореологической жидкости они могут соответствовать различным реологическим моделям, описывающим зависимость напряжения сдвига от скорости деформации сдвига. Для магнитореологических жидкостей применимы следующие модели [3,4]:

1. Модель Бингама, описывающая жидкости, содержащие крупные коллоидные частицы и схожие по структуре с масляными красками;

2. Модель Гершеля-Балкли, применимая для описания вязкопластичных структурированных дисперсных систем;

3. Модель Кассона, применимая для расчёта дисперсных систем, схожих с типографическими и масляными красками, кро-ви, эластомеров и других систем;

4. Модель Бингама-Папанастасиу, описывающая течения агрегированных суспензий, примером которого является течение в илестых реках.

Механическая модель Бингама состоит из элементов Гука с модулем упругости  $G$ , Ньютона с вязкостью  $\eta$  и Сен-Венана с пределом текучести  $\tau_T$ . Скорость деформации сдвига  $\dot{\gamma}$  описывается уравнением:

$$\dot{\gamma} = \frac{\dot{\tau}}{G} + \frac{(\tau - \tau_T)}{\eta}$$

Модель Гершеля-Балкли – степенная модель описания реологических жидкостей. В отличие от модели Бингама соотношение между напряжением и скоростью деформации сдвига не является линейным. Модель описывается уравнением:

$$\tau = \tau_0 + K \dot{\gamma}^n.$$

Для описания процессов пластического течения, при котором не наблюдается пропорциональной зависимости между скоростью деформации сдвига и напряжением, применяется модель Кассона. При достижении предела текучести структура разрушается не сразу, а постепенно, по мере увеличения градиента скорости. Модель описывается уравнением:

$$\sqrt{\tau} = \sqrt{\tau_K} + \sqrt{\eta_K \cdot \dot{\gamma}},$$

где  $\tau_K$  – предельное напряжение по Кассону,  $\eta_K$  – пластическая вязкость по Кассону.

Особенностью модели Бингама-Папанастасиу является непрерывная регуляция функции вязкости, благодаря параметру  $m$ , контролирующему экспоненциальный рост напряжения и имеющему размерность времени. Модель описывается уравнениями:

$$\tau = \tau_y (1 - e^{-m\dot{\gamma}}) + \mu \dot{\gamma},$$

$$\eta = \mu + \frac{\tau_y}{|\dot{\gamma}|} (1 - e^{-m\dot{\gamma}}).$$

Рассмотренные модели описывают поведение жидкости, опираясь на основные её физические свойства, такие как модуль сдвига, вязкость и предел текучести. С увеличением внешнего магнитного поля эти свойства изменяются, в частности модуль сдвига значительно возрастает вплоть до момента насыщения частиц наполнителя. Величина модуля сдвига определяет предельное давление, которое МРЖ способна удерживать в качестве рабочей жидкости гидравлической системы. Таким образом, для повышения эффективности управления гидравлическими механизмами на основе МРЖ необходимо обеспечить максимальную величину внешнего магнитного поля, действующего на МРЖ.

### 3 Применение МРЖ

В настоящее время МРЖ нашли широкое применение в технике в связи со способностью локального изменения вязкости и напряжения сдвига. В частности, МРЖ показали свою эффективность в применении в конструкции промышленных амортизаторов [5]. Применение МРЖ позволило увеличить тормозную силу амортизатора в 4 раза за счёт изменения характеристик жидкости при приложении внешнего магнитного поля.

Применение МРЖ в качестве рабочей жидкости гидравлических систем привело к созданию ряда устройств, призванных регулировать или ограничивать поток жидкости. В патенте [6] описано несколько устройств, основанных на МРЖ, среди которых можно выделить два устройства: пневмогидравлическое устройство позиционирования и пневмогидравлический привод. Их отличительной особенностью является наличие в конструкции магнитореологического дросселя, который обеспечивает высокую точность перемещения за счёт широкого диапазона регулирования.

### 4 Описание конструкции объекта исследований

В работе проводится исследование магнитореологического дросселя (МРД) гидравлического привода на основе гидростатической опоры, представленного на рисунке 1.

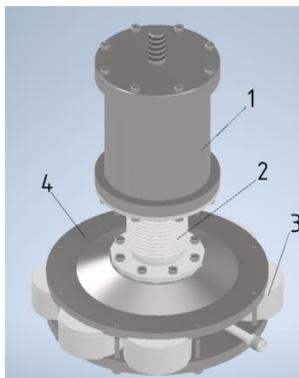


Рисунок 1. Магнитореологический привод  
1 – подвижная часть; 2 – сильфон; 3 – МРД; 4 – неподвижная часть

Поток жидкости в камеру высокого давления привода регулируется за счёт магнитного поля, создаваемого электромагнитной системой МРД. Основным преимуществом привода является высокая точность позиционирования с погрешностью перемещения до 50 нм. Высокая точность достигается за счёт отсутствия в конструкции инерционных элементов управления потоком жидкости.

Конструкция МРД представлена на рисунке 2 и включает в себя корпус МРД 4, на центральной части которого выполнены зубья, являющиеся концентраторами магнитного потока, резиновое уплотнение 3 и крышку 1. Между крышкой и корпусом МРД создаётся технологический зазор 5, через который протекает МРЖ. МРД представляет собой магнитную цепь на основе броневого сердечника.

Концентраторы используются для локального увеличения магнитной индукции магнитного поля в рабочем зазоре.

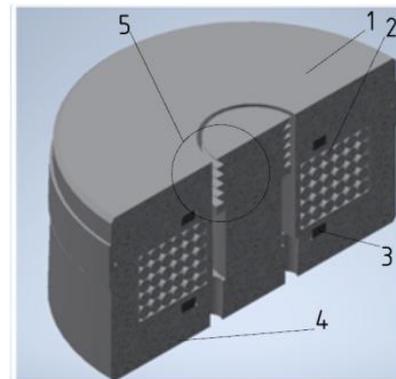


Рисунок 2. Магнитореологический дроссель  
1 – крышка МРД; 2 – катушка индуктивности; 3 – резиновое уплотнение; 4 – корпус; 5 – технологический зазор

Принцип действия МРД основан на способности МРЖ локально изменять вязкость при воздействии внешнего магнитного поля. Жидкость поступает в дроссель через 4 отверстия, расположенных в нижней части корпуса, и протекает через технологический зазор дросселя, создаваемый между корпусом и крышкой. Герметизация дросселя осуществляется за счёт двух резиновых уплотнений.

За счёт катушек индуктивности в зазоре создаётся магнитное поле, вынуждающее частицы магнетика МРЖ выстраиваться в линии и структуры, за счёт чего расход жидкости снижается. Принцип работы МРД представлен на рисунке 3.

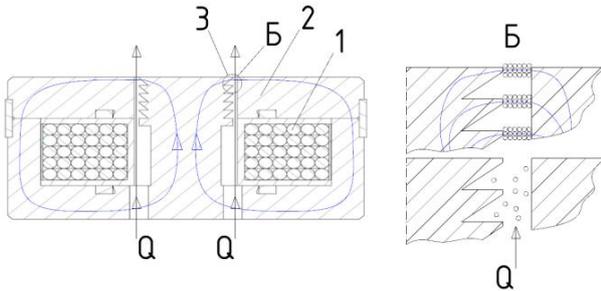


Рисунок 3. Схема магнитореологического дросселя

1 – катушка индуктивности; 2 – магнитопровод; 3 – технологический зазор

Очевидно, что чем больше величина поля в зазоре, тем больше эффективность управления потоком МРЖ. Значением магнитной индукции в технологическом зазоре можно управлять, изменяя величину силы тока, подаваемой на катушку. Однако увеличение магнитной индукции ограничивается допустимым током.

Другим методом увеличения магнитной индукции является увеличение числа витков катушки, однако корпус дросселя имеет габаритное ограничение, обусловленное конструкцией привода. Уменьшение диаметра сечения проволоки витков также приводит к уменьшению допустимого тока или перегреву устройства.

Геометрия концентраторов магнитного потока также оказывает значительное влияние на величину индукции в пределах рассматриваемого технологического зазора. Изменение конструкции зубьев дросселя не приводит к изменению габаритов устройства. Единственным накладываемым ограничением на модернизацию зубьев является необходимость сохранения величины технологического рабочего зазора 1 мм.

## 5 Построение геометрической модели и подготовка расчёта

Поскольку единственным возможным методом увеличения максимальной величины магнитной индукции в зазоре является изменение конструкции концентраторов магнитного потока, было принято решение провести расчёт методом конечных элементов (МКЭ) в программе Comsol Multiphysics.

С целью увеличения скорости проведения расчётов было принято решение упростить модель. Упрощённая модель представлена на рисунке 4.

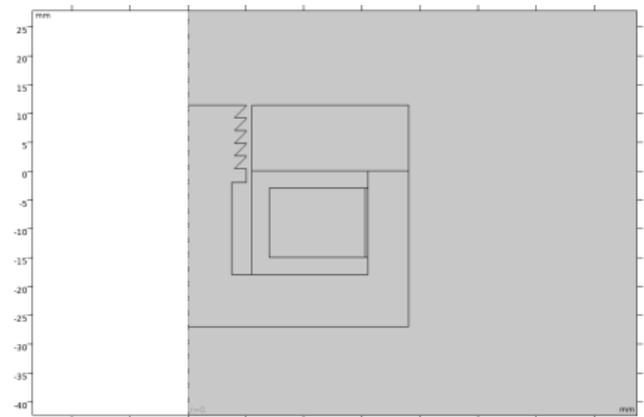


Рисунок 4. Расчётная модель МРД

Главным упрощением является построение осесимметричной 2D модели. Поскольку элементы дросселя являются телами вращения, такое упрощение не оказывает влияния на результаты расчёта.

Расчёт данной конструкции необходимо выполнять только в трёхмерной модели. Ввиду малого размера каналов и их большого количества, а также необходимости подробного разбиения сеткой, расчёт будет занимать длительное время и значительные ресурсы компьютера. Поэтому в процессе построения модели было принято решение отказаться от моделирования входных отверстий дросселя.

Удаление отверстий позволяет свести задачу к плоской осесимметричной модели, значительно снижающей требования к аппаратной части компьютера. Аналогично было принято решение не моделировать резиновые уплотнения для упрощения расчёта.

Целью исследования является повышение магнитной индукции в технологическом зазоре дросселя, в связи с чем наилучшим решением считается такое решение, при котором индукция в зазоре достигает максимального значения из всех рассмотренных случаев. Для выявления такой конструкции необходимо было варьировать геометрические параметры зубьев. Для полного определения геометрии зубьев необходимо введение 3 параметров: высоты профильной канавки, высоты зуба и угла профильной канавки. Варьируемые параметры, шаг и диапазон варьирования представлены в таблице 1 и на рисунке 5.

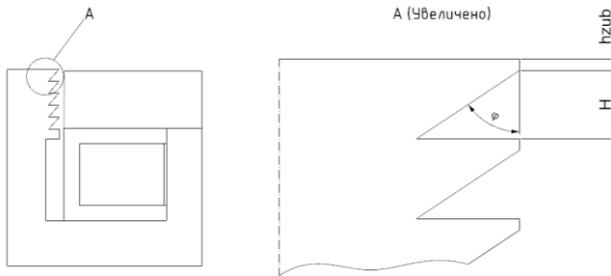


Рисунок 5. Варьируемая геометрия

Таблица 1. – Диапазон варьируемых параметров

Параметр	Начальная точка	Конечная точка	Шаг
Высота профильной канавки, H, мм	1	3	0,25
Высота зуба, $h_{zub}$ , мм	0,1	0,3	0,025
Угол профильной канавки, $\phi$ , [deg]	45	65	5

Для проведения расчёта необходимо задать граничные условия. Материалом магнитопровода является сталь 20. В качестве изолятора витков обмотки использована эпоксидная смола, изолирующая катушку индуктивности от магнитопровода. Остальное пространство задаётся воздухом. Материалом катушки выбрана медь. Характеристики назначенных материалов представлены в таблице 2.

После задания материалов определяются исходные данные, представленные в таблице 3.

Таблица 2. – Характеристики назначенных материалов

Материал	Относительная проницаемость	Относительная диэлектрическая проницаемость	Электрическая проводимость
Медь	1	1	6,998e7
Магнитомягкое железо	Кривая нормы магнитного поля	1	1,12e7
Воздух	1	1	0
Эпоксидная смола	1	1	0

Таблица 3. – Исходные данные

Параметр	Величина
Ток в катушке, I	2 А
Число витков в катушке, n	830 шт.
Число зубьев, $N_{zub}$	5 шт.
Диаметр провода катушки, $d_{coil}$	0,6 мм

Сетка конечных элементов, принятая в исследовании, создается автоматически согласно внутренним алгоритмам программы и представлена на рисунке 6. Сетка мельче в районе зубьев МРД, поскольку они являются концентраторами магнитного потока.

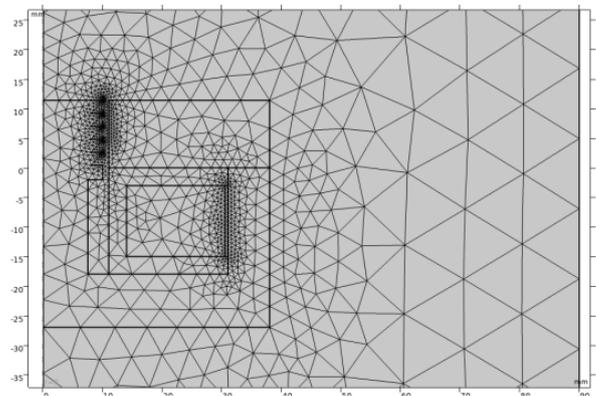


Рисунок 6. Сетка конечных элементов

С целью верификации результатов проведён анализ качества сетки конечных элементов. Количество, размер и форма элементов могут оказать значительное влияние на проводимый расчёт и привести к недостоверным результатам. Значение 1 является наилучшим из возможных и указывает на оптимальный элемент в контексте выбранной оценки качества. Значение 0 представляет

вырожденный некачественный элемент. В данной работе оценка качества элементов основана на оценке изменения изогональности элемента. Гистограмма распределения качества элементов сетки представлена на рисунке 7, а основные параметры сетки в таблице 4. Гистограмма позволяет визуально оценить количество элементов сетки желаемого качества. Качество сетки признается удовлетворительным для проведения расчёта.

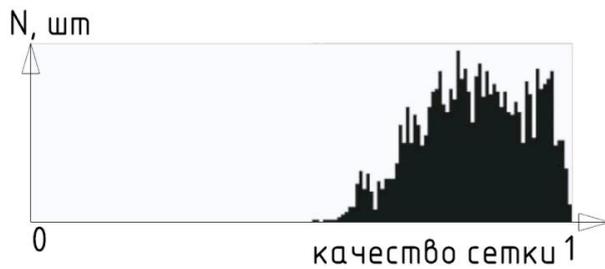


Рисунок 7. Гистограмма распределения качества элементов сетки

Таблица 4. – Основные параметры сетки конечных элементов

Параметр	Величина
Количество элементов	2397
Минимальное качество элемента	0,5243
Среднее качество элементов	0,8192

## 6 Обработка результатов исследования

В результате исследования были сформированы 585 комбинаций геометрических параметров. Для каждой комбинации проведён расчёт магнитной системы. Визуализация одного из них представлена на рисунке 8.

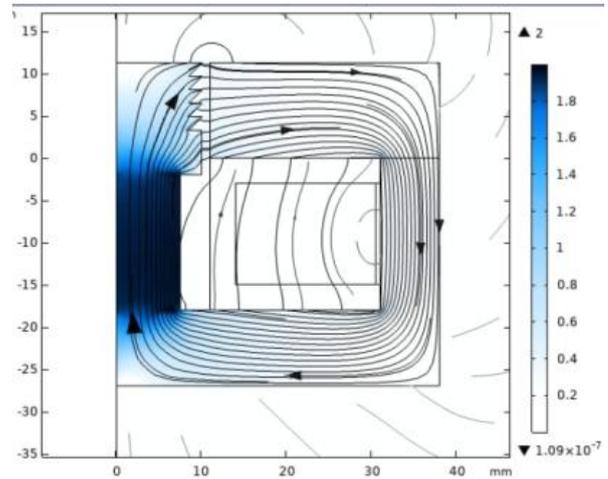


Рисунок 8. Двумерная визуализация решения

Для определения величины индукции магнитного поля в технологическом зазоре были построены 3 секущие плоскости, представленные на рисунке 9. Графики распределения индукции при различных решениях представлены на рисунке 10.

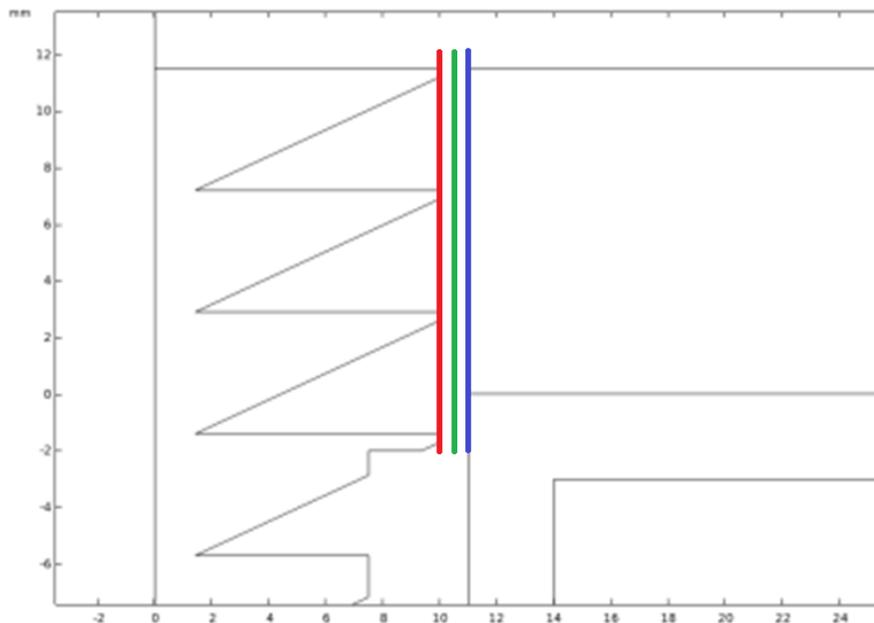


Рисунок 9. Секущие плоскости: возле зубьев (красная линия); в середине технологического зазора (зелёная линия); в) на плоскости магнитопровода (синяя линия)

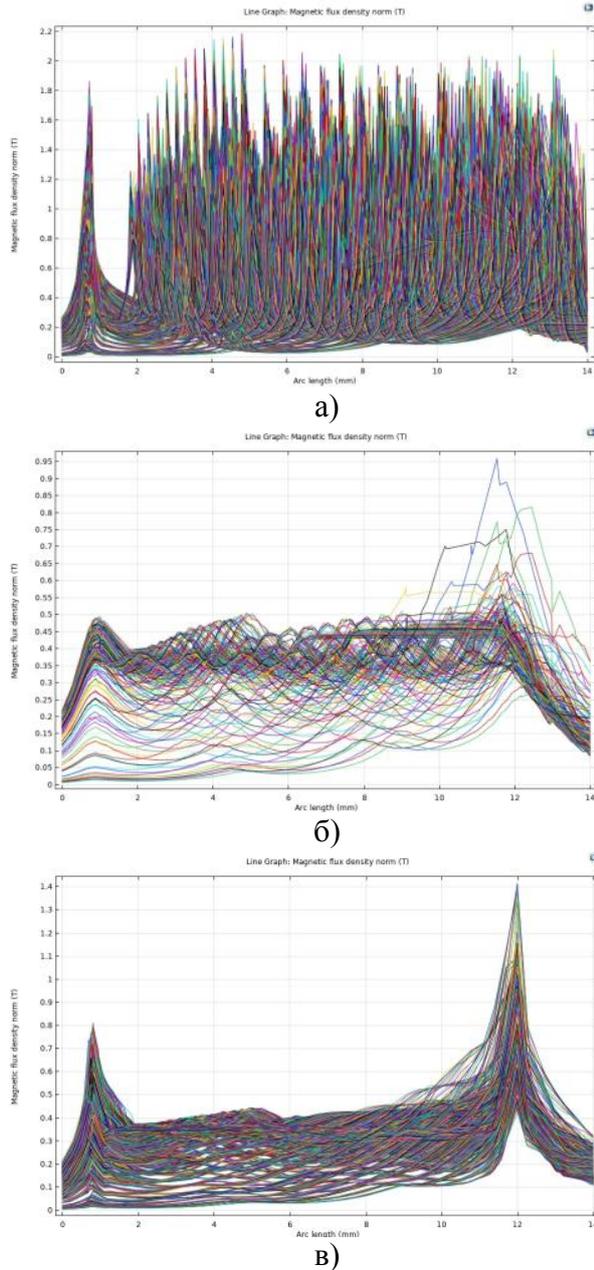


Рисунок 10. Магнитная индукция вдоль секущих плоскостей  
а) возле зубьев; б) в середине технологического зазора; в) на плоскости магнитопровода

Для выбора лучшей конструкции были рассмотрены графики распределения магнитной индукции для стандартной конструкции дросселя, представленные на рисунке 11.

В результате анализа, было отобрано несколько решений, при которых индукция магнитного поля максимальна. В дальнейшем решения сравнивались попарно и с оригинальной геометрией зубьев, а также про-

водился анализ реализуемости конструкции. Конструкция признавалась реализуемой, если концентраторы магнитной индукции вмещались на шейке  $\varnothing 20$  мм на протяжении всего технологического зазора. В итоге было выбрано одно решение, признанное наилучшим (рисунок 12).

Изменение конструкции зубьев привело к повышению величины магнитной индукции на поверхности вершин зубьев и на плоскости магнитопровода на 0,1 и 0,05 Тл соответственно.

## 7 Выводы

1 Полученное распределение магнитной индукции в технологическом зазоре дросселя для 585 различных вариантов конструкции зубьев дросселя позволило оценить влияние геометрических параметров на величину магнитного поля в зазоре;

2 Изменение геометрии зубьев зазора МРД позволило увеличить магнитную индукцию магнитного поля с 1,3 до 1,4 Тл в технологическом зазоре, что соответственно приведёт к увеличению эффективности регулирования;

3 Магнитореологический привод является перспективным механизмом прецизионного перемещения, поскольку способен обеспечить перемещения с погрешностью до 50 нм при максимальной нагрузке до 100 кг.

## 8 Заключение

Применение МРЖ в технике и устройствах виброизоляции является перспективным направлением, поскольку позволяет увеличить эффективность рассеивания вибраций, а также позволяет исключить инерционные механические регуляторы.

Моделирование магнитной индукции в технологическом зазоре магнитореологического дросселя, являющегося ключевым элементом конструкции гидравлического привода, позволило выбрать решение, которое признаётся лучшим с точки зрения максимизации величины индукции магнитного поля.

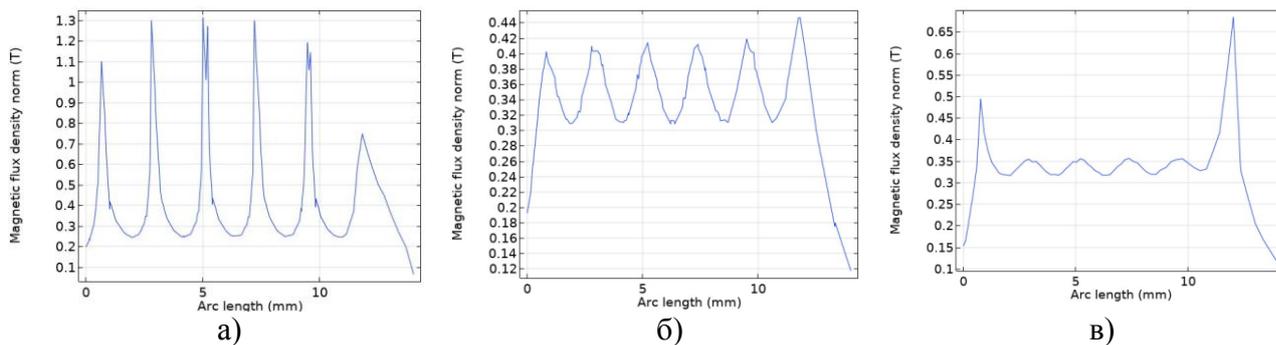


Рисунок 11. Магнитная индукция вдоль секущих плоскостей при изначальной конструкции МРД  
а) возле зубьев; б) в середине технологического зазора; в) на плоскости магнитопровода

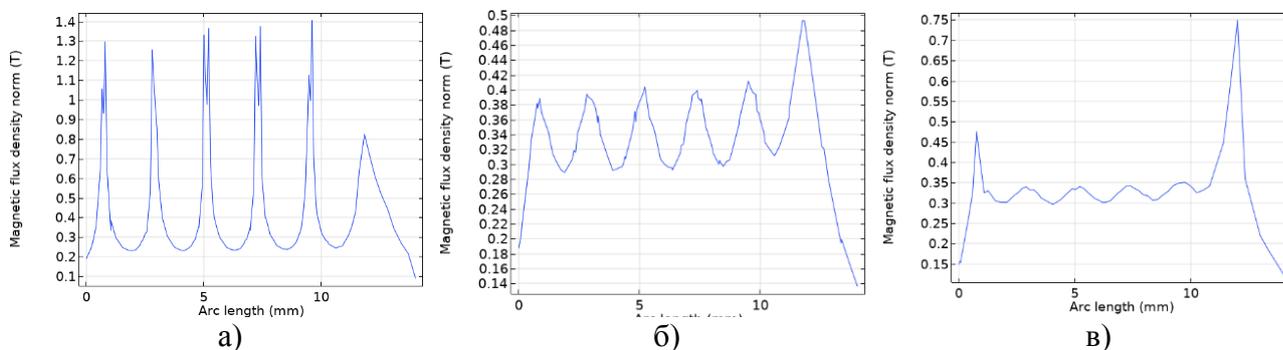


Рисунок 12. График распределения магнитной индукция вдоль технологического зазора  
а) на поверхности вершин зубьев; б) в середине технологического зазора;  
в) на плоскости магнитопровод

### Список использованных источников

[1] Магнитореологические жидкости: технологии создания и применение: монография / Е. С. Беляев [и др.] ; под ред. А. С. Плехова. – Нижегород. гос. техн. ун-т им. П.Е. Алексеева, 2017. – 94 с.

[2] Найгерт, К.В. Прикладные свойства магнитореологических жидкостей : учебное пособие [Электронный ресурс] / К. В. Найгерт, В. А. Целищев // Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа : УГАТУ, 2021. – URL: [https://ugatu.ru/media/uploads/MainSite/Ob%20universitete/Izdateli/El\\_izd/2021-81.pdf](https://ugatu.ru/media/uploads/MainSite/Ob%20universitete/Izdateli/El_izd/2021-81.pdf)

[3] Бондаренко, М. Э. Краткий обзор подходов к моделированию магнитореологических жидкостей / М. Э. Бондаренко, А. С. Фетисов, А. Ю. Бабин, В. О. Тюрин // XXX Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов (МИКМУС - 2018) : Сборник трудов конференции, Москва, 20–23 ноября 2018 года. – Москва: Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт машиноведения

им. А.А. Благонравова Российской академии наук, 2019. – С. 236-239.

[4] Barnes, H.A. A Handbook of Elementary Rheology / H. A. Barnes. – Institute of Non-Newtonian Fluid Mechanics. University of Wales, 2000. – 201 p.

[5] Milecki, A. Application of magnetorheological fluid in industrial shock absorbers / A. Milecki, M. Hauke // Mechanical Systems and Signal Processing. – Vol. 28, 2012, P. 528-541.

[6] Kordonsy, William. Magnetorheological valve and devices incorporating magnetorheological elements. US5452745A, United States Patent and Trademark Office, 25 september 1995

## EFFICIENCY IMPROVEMENT OF MAGNETORHEOLOGICAL VALVE THROUGH GEOMETRIC PARAMETER VARIATION OF TECHNOLOGICAL GAP

**Shelkovyy M.A.**  
**Bazinenkov A.M.**  
**Shagimuratova A.K.**

Bauman Moscow State University

2nd Baumanskaya st, 5, b 4,  
Moscow, 105005,  
Russian Federation

[shma18t387@student.bmstu.ru](mailto:shma18t387@student.bmstu.ru)

*The use of magnetorheological fluid as a working fluid is an effective solution in terms of vibration protection and accuracy of drive movement. The magnetorheological drive is capable of moving an object weighing up to 100 kg with a movement error of 50 nm. The main control element of the drive is the magnetorheological valve. The magnetic field created in the process gap is a key characteristic of the valve. The study of the magnetic field induction in the technological gap of the inductor using the finite element method made it possible to determine the best combination of geometric parameters of the magnetic field concentrators (teeth) in terms of the maximum magnetic induction in the gap, which amounted to 1.4 Tesla. Increasing the induction in the gap will improve the efficiency of fluid flow control by the throttle, as well as the accuracy and speed of the drive.*

**Keywords:** magnetorheological fluid; hydraulic drive; magnetorheological valve; technological gap; finite element method

### References

- [1] Magnitoreologicheskie zhidkosti: tekhnologii sozdaniia i primeneniie: monografiia [Magnetorheological fluids: technologies of creation and application: monograph] / E. S. Beliaev [and etc.]; edited by A. S. Plekhov. – Nizhegorod. gos. tekhn. un-t im. R.E. Alekseeva [Nizhny Novgorod State Technical University], 2017. 94 p. (in Russian).
- [2] Naygert, K. V. Prikladnye svoistva magnitoreologicheskikh zhidkosti: uchebnoe posobie [Applied properties of magnetorheological fluids: textbook] [Electronic resource] / K. V. Naygert, V. A. Celishchev // Ufimsk. gos. aviats. tekhn. un-t [Ufa State Aviation Technical University (USATU)]. – Ufa: UGATU Publ, 2021. – URL: [https://ugatu.su/media/uploads/MainSite/Ob%20universitete/Izdateli/El\\_izd/2021-81.pdf](https://ugatu.su/media/uploads/MainSite/Ob%20universitete/Izdateli/El_izd/2021-81.pdf). (in Russian).
- [3] Bondarenko, M. E. Kratkii obzor podkhodov k modelirovaniu magnitoreologicheskikh zhidkosti [Brief overview of approaches to modeling magnetorheological fluids] / M. E. Bondarenko, A. S. Fetisov, A. Iu. Babin, V. O. Tiurin // XXX Mezhdunarodnaia innovatsionnaia konferentsiia molodykh uchenykh i studentov (MIKMUS - 2018) : Sbornik trudov konferentsii [XXX International Conference of Young Scientists and Students : Collection of conference proceedings], Moscow, 20–23 November 2018. – Moscow: Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences (IMASH RAN), 2019. pp. 236-239. EDN YWLDFR. (in Russian).
- [4] Barnes, H. A. A Handbook of Elementary Rheology / H. A. Barnes. – Institute of Non-Newtonian Fluid Mechanics. University of Wales, 2000. – 201 p.
- [5] Milecki, A. Application of magnetorheological fluid in industrial shock absorbers / A. Milecki, M. Hauke // Mechanical Systems and Signal Processing. – Vol. 28, 2012, P. 528-541.
- [6] Kordonsy, William. Magnetorheological valve and devices incorporating magnetorheological elements. US5452745A, United States Patent and Trademark Office, 25 september 1995

## ОСОБЕННОСТИ ИЗМЕРЕНИЯ РАСХОДА МАСЛА ПРИ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЯХ НАЗЕМНЫХ ГТД

**Гришанов О. А.**

ПАО «ОДК Кузнецов»  
Заводское шоссе д. 29,  
г. Самара, 443009,  
Российская Федерация

[oa.grishanov@uec-kuznetsov.ru](mailto:oa.grishanov@uec-kuznetsov.ru)

*Часовой расход масла – один из основных эксплуатационных параметров ГТД. В статье рассмотрены проблемы, связанные с определением расхода масла при стендовых испытаниях газотурбинных приводов. Требуемую погрешность измерения – не более 0,1 кг/ч сложно обеспечить при объеме стендовой маслосистемы порядка 200 л и большой тепловой инерции. Поэтому в статье предложено с целью экономии топлива исключить специальные испытания по определению расхода масла из программы стендовых приёмо-сдаточных испытаний и перенести их в состав приёмочных испытаний двигателя в составе газоперекачивающего агрегата.*

**Ключевые слова:** приёмо-сдаточные испытания; стендовая масляная система; суфлёр; расход масла

### 1 Введение

У газотурбинного привода, работающего в составе газоперекачивающего агрегата (ГПА), эксплуатационный расход масла в основном определяется следующими причинами [1, 2]:

- потерями масла через систему суфлирования в виде паров и частиц неотделённого суфлёром масла (как правило, размером менее 5 мкм);
- испарением масла при контакте с нагретыми свыше 250°C поверхностями масляных полостей и воздухом, втекающим в полости через подвижные уплотнения;
- нарушениями качества сборки, внешними негерметичностями трубопроводов и агрегатов;
- утечками масла через подвижные уплотнения роторов вследствие неверного выбора типа уплотнения, недостаточного перепада давления между наддувающим уплотнением воздухом и давлением в маслополости, недостатков конструкции уплотнения, дефектов их изготовления и повреждений в эксплуатации.

Основной причиной потерь масла являются потери через систему суфлирования. Наиболее тепло- и расходонапряжённой является

опора турбины газогенератора и её система суфлирования, поэтому, как правило, в исследованиях по расходу масла ей уделяется основное внимание.

По ТУ на газотурбинный двигатель для привода ГПА расход масла должен составлять не более 0,6 кг/ч.

### 2 История проблемы

С начала производства на предприятии газотурбинных приводов и до 2014 г. отмечались случаи, когда, несмотря на нормальный расход, замеренный при приёмо-сдаточных испытаниях (ПСИ), в эксплуатацию попадали двигатели с неприемлемым расходом 3...5 кг/ч. Вследствие этого предприятию по гарантии двигателя возвращались на переборку. Причина дефекта в то время не была выяснена.

С целью снижения логистических убытков было предложено ввести в состав ПСИ этап с работой двигателя на номинальном режиме в течение одного часа при стабильной (с точностью до 1 С) температуре масла. Повышенную точность при испытании должен обеспечивать текущий дистанционный контроль уровня масла в контрольной зоне

бака методом измерения давления гидростатического столба.

При проведении ПСИ измерение расхода масла по существующей инструкции приводит к дополнительным потерям 5,2 т топливного газа.

Позднее было экспериментально установлено, что причиной повышенного на отдельных двигателях расхода масла являлись утечки масла под втулками насаживаемых при конвертации лабиринтов. После введения в начале 2014 г. пайки в месте посадки втулок уплотнений дефект удалось устранить и расходы масла в эксплуатации снизились в среднем до приемлемых 0,3...0,5 кг/ч. Рекламации из эксплуатации по данному вопросу с 2014 г. не поступали. Эскиз мероприятия по дефекту приведён на рисунке 1.

Однако, в результате измерения расхода масла во время ПСИ при отсутствии внешних утечек наблюдались отклонения полученных величин от среднестатистических значений в диапазоне от 0,1 до 0,8 кг/ч.

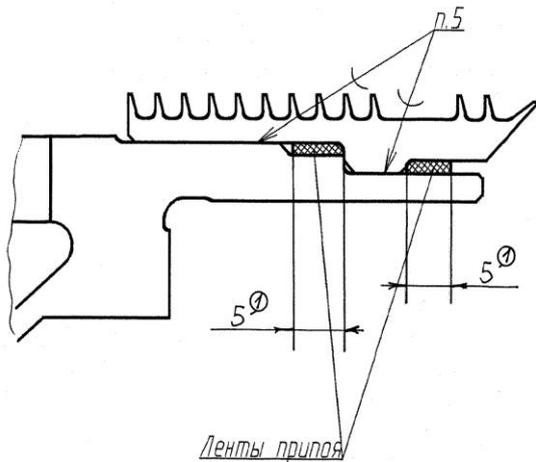


Рисунок 1. Эскиз установки лабиринтного уплотнения на задний вал турбины газогенератора с применением пайки

### 3 Анализ особенностей методики измерения расхода

Был проведён анализ возможных причин указанных выше отклонений и показано, что это может быть следствием особенности сборки двигателя и его агрегатов или следствием несовершенства технологии измерения расхода масла на испытательном стенде.

Далее были исследованы возможные причины повышенного расхода масла:

- утечки через уплотнение вала суфлёра;
- потери через крыльчатку суфлёра опоры турбины газогенератора;
- увеличенная теплоотдача опоры турбины в масло.

Ни одна из указанных причин не показала корреляцию с величиной измеренного расхода масла. Поэтому внимание было обращено на методические особенности измерения расхода масла.

На всех компрессорных станциях (КС), эксплуатирующих указанные выше двигатели, измеренный за длительный период часовой расход масла укладывался в нормативные ограничения. Исключения составляли редкие случаи нарушения герметичности элементов масляных полостей в период исчерпания ресурса, которые невозможно было устранить на месте. Информация о расходе масла за межрегламентный период регулярно поступает из эксплуатации от пребывавших на КС работников Сервисного центра предприятия. По этим сведениям, средний эксплуатационный расход по парку двигателей с 2016 г. составил 0,34 кг/ч.

Приведённое выше исследование заставило сомневаться в методических принципах измерения расхода масла в стендовой системе. Масляная система стенда для испытания газотурбинных приводов включает подсистемы: охлаждения масла; фильтрации масла; удаление из него воздуха; суфлирования масляных полостей. В отличие от авиационных двигателей, указанные подсистемы у ГТД наземного исполнения располагаются не на двигателе, а на стенде. При этом для охлаждения масла используется вода, вследствие чего водомасляные теплообменники вынесены от испытательного бокса в отдельное отапливаемое помещение под кабиной наблюдения. В это же помещение вынесены фильтры, устанавливаемые за теплообменниками в линии возврата масла в двигатель. Так называемое дуплексное исполнение блока фильтров позволяет менять их фильтроэлементы, не останавливая испытание.

Длина трубопроводов большого диаметра (для снижения сопротивления) и размерность применяемых стендовых агрегатов привели к росту объема циркулирующего в масляной системе стенда масла до 200 л. Масляный бак, не участвующий в циркуляции, имеет заправляемый объем 75 л. Очевидно, что местные отклонения температуры на отдельных участках от измеряемой на входе в двигатель величины могут заметно увеличить погрешность измерения уровня масла в баке. Эксперимент с повторным из-

мерением расхода масла в практически одинаковых внешних условиях показал погрешность не менее 0,3 кг/ч. Поэтому добиться стабильных и достоверных показателей расхода масла в условиях относительно кратковременного ПСИ невозможно. Этим же взглядом придерживаются специалисты ПАО «ОДК-Пермские моторы».

Статистика измеренных величин расхода масла на КС и при ПСИ приведена на рисунке 2.

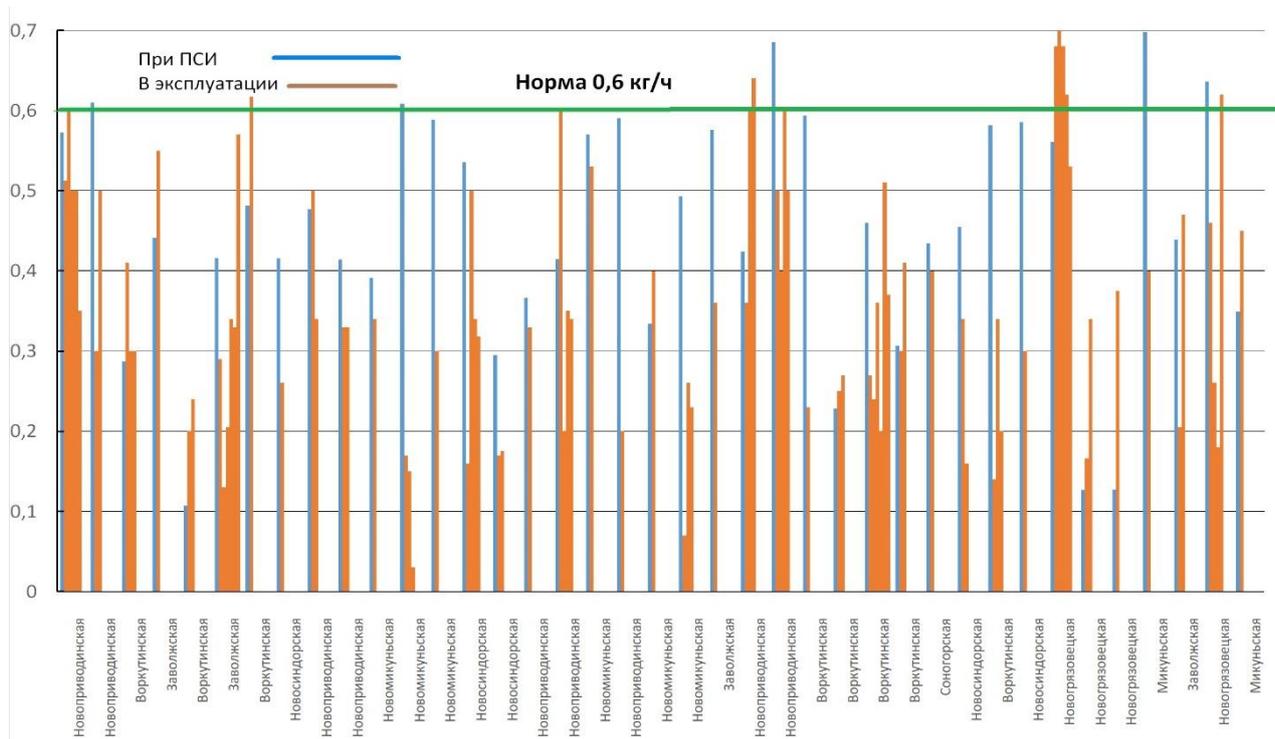


Рисунок 2. Статистика измеренных величин расхода масла на КС и при ПСИ

#### 4 Статистика расхода масла в эксплуатации

Двигатели производства ПАО «ОДК-Кузнецов» эксплуатируются в составе ГПА четырех типов, и во всех системах маслообеспечения установлены устройства дополнительной сепарации частиц масла из отводимого по системе суфлирования воздуха. Из диаграммы на рисунке 2, где приведена статистика величин расхода масла при ПСИ и в эксплуатации, следует, что подавляющее большинство двигателей на КС работают с нормальным расходом масла.

Кроме этого, уменьшение безвозвратных потерь масла возможно при использовании современных термостабильных синтетических масел с более низкими показателями испаряемости. Так, на КС «Гольяттинская», использующей масло ВНИИМП-50-1-4у, с системой маслообеспечения, средний эксплуатационный расход масла двигателя не превышает 0,16 кг/ч.

#### 5 Заключение

В технике существует неписанное правило доводки – ужесточение контроля над ис-

точником серийного дефекта и снижение затрат на контроль вплоть до их исключения в случае внедрения успешных мероприятий и ликвидации дефекта. В случае дефекта с утечками масла под кольцами лабиринтных уплотнений опоры турбины газогенератора данное правило не было реализовано.

На основании вышеизложенного службе главного конструктора было предложено совместить испытание по измерению расхода масла со снятием дроссельной характеристики по основной программе. Несмотря на интегрально более низкий режим работы двигателя, данное испытание технически позволяет выявить возможные дефекты масляной системы и не пропустить в эксплуатацию неисправный двигатель. Одновременно должен быть расширен диапазон внешних осмотров двигателя, включающий демонтаж лючков на оболочке, осмотр проточной части при помощи эндоскопа. Эксплуатирующие организации согласовали перенос испытания по определению расхода масла на 72-часовые испытания поставленного двигателя в составе ГПА.

В настоящее время подготовлен соответствующий раздел в основную программу испытаний и проводятся изменения в технической документации.

### **Список использованных источников**

[1] Трянов, А. Е. Особенности конструкции узлов и систем авиационных двигателей и энергетических установок [Электронный ресурс] : учеб. пособие / А. Е. Трянов ; М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т). - Самара : Изд-во СГАУ, 2011. - on-line

[2] Смазочные масла для приводов и нагнетателей газоперекачивающих агрегатов : учебное пособие / А. Ф. Хурумова, Т. М. Назарова, А. Е. Трянов [и др.] – Москва : ВНИИ НП, 1996 – 176 с.

**FEATURES OF OIL CONSUMPTION  
MEASUREMENT DURING BENCH TESTS OF  
INDUSTRIAL GAS TURBINE**

**Grishanov O.A.**

JSC « Kuznetsov »

Zavodskoe shosse,29,  
Samara, 443009,  
Russian Federation

[oa.grishanov@uec-kuznetsov.ru](mailto:oa.grishanov@uec-kuznetsov.ru)

*Oil consumption is one of the main operating parameters of a gas turbine engine. The article deals with the problems associated with determining oil consumption during bench tests of gas turbine drives. The required measurement error of no more than 0.1 kg/h is difficult to achieve with a bench oil system volume of about 200 liters and high thermal inertia. Therefore, the article proposes, in order to save fuel, to exclude special tests to determine oil consumption from the bench acceptance test program and transfer them to the acceptance tests of the engine as part of the gas pumping unit.*

**Keywords:** acceptance tests; bench oil system; breather; oil consumption

**References**

[1] Tryanov, A.E. Osobennosti konstrukcii uzlov i sistem aviacionnyh dvigatelej i energeticheskikh ustanovok [Features of the design of components and systems of aircraft engines and power plants] [Electronic resource] : [textbook] / A. E. Tryanov ; M-vo obrazovaniya i nauki RF, Samar. gos. aerokosm. un-t im. S. P. Koroleva (nac. issled. un-t) [Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation, Samara State Aerospace University]. – Samara : SSAU Publ, 2011. - on-line/ (in Russian).

[2] Smazochnye masla dlya privodov i nagnetatelej gazoperekachivayushchih agregatov [Oils for drives gas compressors] : textbook / A. F. Hurumova, T. M. Nazarova, A. E. Tryanov [et al.] – Moscow : VNII NP Publ, 1996 – 176 p. (in Russian).