

На правах рукописи

**Бортников Андрей Дмитриевич**



**ИССЛЕДОВАНИЕ ПЬЕЗОДЕМПФИРОВАНИЯ ВИБРАЦИОННЫХ  
НАПРЯЖЕНИЙ В ЛОПАТКАХ ТУРБОМАШИН**

Специальность 01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов  
и аппаратуры

**АВТОРЕФЕРАТ**  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Москва 2021

Работа выполнена в федеральном автономном учреждении «Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова» (ФАУ «ЦИАМ им. П.И. Баранова»).

Научный руководитель: **Шорр Борис Федорович** доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты: **Иванов Андрей Владимирович**, доктор технических наук, доцент, акционерное общество «НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко», заместитель главного конструктора по науке и новым технологиям

**Веденеев Василий Владимирович**, доктор физико-математических наук, доцент, Московский государственный университет им. М.В. Ломоносова, заведующий лабораторией

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Юго-Западный государственный университет» (ФГБОУ ВО «ЮЗГУ», г. Курск)

Защита состоится «13» октября 2021 г. в 14.30 часов на заседании диссертационного совета Д 212.141.03 при Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, ул. 2-я Бауманская, д.5, стр.1.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенный печатью организации, просим высылать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и сайте [www.bmtsru.ru](http://www.bmtsru.ru).

Автореферат разослан «    » \_\_\_\_\_ 2021 г.

Ученый секретарь диссертационного совета,  
кандидат технических наук, доцент



Мурашов М.В.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

### **Актуальность проблемы.**

Проблемы долговечности и надежности лопаток турбомашин достаточно хорошо изучены, однако поломки деталей из-за повышенных вибраций продолжают происходить, значительно затрудняя эксплуатацию.

Возникновение переменных напряжений в лопатках связано с действием на них изменяющихся во времени нагрузок. Выделяют два вида колебаний, способных проявляться как опасные: вынужденные резонансные колебания и автоколебания. В настоящей работе внимание уделено вынужденным колебаниям, которые являются следствием воздействия на лопатку внешних сил, связанных с неоднородностью окружного потока, набегающего на вращающееся колесо.

В нормативных документах на вибрации лопаток турбомашин предъявляются высокие требования по допустимым уровням вибрационных напряжений в зависимости от режима работы двигателя, расположения в составе двигателя и формы колебаний.

В условиях постоянно растущих эксплуатационных параметров газотурбинных двигателей (ГТД) приходится изыскивать все новые средства демпфирования колебаний для обеспечения мало- и многоциклового выносливости деталей, особенно на нерасчетных режимах работы. Помимо способов, заключающихся в рассеянии энергии колебаний силами различного вида трения, исследуются методы гашения колебаний с помощью пьезоэлементов (ПЭ). Такие нетрадиционные способы организации демпфирования деталей турбомашин в настоящее время трудны в практической реализации, но для дальнейшего их использования необходимо опережающее изучение.

Поэтому развитие теоретических и экспериментальных работ по углубленному изучению принципов и возможностей пьезодемпфирования применительно к деталям ГТД является актуальной научно-исследовательской задачей. Основные трудности такого изучения заключаются в размещении ПЭ и электрических цепей внутри двигателя, и обеспечении их эффективной работы. Для практического решения первой задачи необходимо размещение элементов пьезоцепи внутри узлов, что частично рассматривается в данной работе, второй – использование бесконтактной передачи сигналов и обеих задач – повышение мощности ПЭ. Последние вопросы требуют специальных исследований и выходят за рамки настоящей работы.

При обширной литературе, относящейся к теории и различным техническим приложениям ПЭ, имеется мало публикаций, непосредственно касающихся специфики пьезодемпфирования лопаток ГТД.

Гашению вынужденных резонансных колебаний лопаток ГТД с помощью пьезоэлементов посвящены работы Schwarzendahl S., Duffy K., Neubauer M., Senechal A. К недостаткам данных работ можно отнести отсутствие количественных данных о снижении вибронпряжений в лопатках при уровнях вибрации, сравнимых с эксплуатационными, не изучена возможность применения изгибных пьезоэлементов.

Отметим и другое направление применения ПЭ в технике: возбуждение резонансных колебаний в лопатках и блисках турбомашин с помощью закрепленных на них ПЭ для проведения усталостных испытаний. Публикации по данной теме отсутствуют.

#### **Цель и задачи исследования.**

Целью диссертационной работы является разработка математических моделей и совершенствование технологий пьезодемпфирования вибрационных напряжений лопаток турбомашин.

В диссертационной работе решались следующие задачи:

1) Установление условий эффективного использования свойств пьезоэлементов для снижения резонансных напряжений лопаток турбомашин путем численного исследования упрощенных моделей.

2) Выявление особенностей применения пьезоэлементов для снижения вибронпряженности рабочей лопатки компрессора газотурбинного двигателя путем расчетного моделирования с помощью метода конечных элементов.

3) Экспериментальное исследование характеристик активного демпфирования вынужденных колебаний лопаток компрессора с использованием изгибных пьезоэлементов, соединенных системой с обратной связью.

4) Экспериментальное исследование характеристик пассивного демпфирования вынужденных колебаний сопловой лопатки турбины с помощью изгибного пьезоэлемента, соединенного с резистивной электрической цепью.

#### **Научная новизна.**

1) Разработана математическая модель и усовершенствован метод активного гашения резонансных вибронпряжений лопаток турбомашин с использованием двух изгибных пьезоэлементов, размещенных на противоположных сторонах лопатки и соединенных системой с обратной связью.

2) Впервые в отечественной практике проведены испытания и получены новые данные активного пьезодемпфирования для натуральных лопаток компрессора и вентилятора.

3) Впервые применительно к лопаткам турбомашин расчетно и экспериментально получен эффект активного «антигашения» вынужденных колебаний с использованием пьезоэлементов.

4) Исследована задача нестационарного возбуждения резонансных колебаний во вращающемся титановом блиске с помощью одного пьезоэлемента.

**Теоретическая значимость диссертации** заключается в выявлении характерных особенностей вибрационного взаимодействия пьезоэлементов и лопаток турбомашин.

**Практическая значимость** работы заключается в усовершенствовании методов активного и пассивного пьезодемпфирования резонансных вибронпряжений лопаток турбомашин. Экспериментально подтверждена работоспособность изгибных пьезоэлементов при высоких уровнях вибронпряжений в лопатках. Показана возможность размещения элементов

активного пьезодемпфирования на ножке крупноразмерной лопатки вентилятора. Установлена возможность размещения ПЭ и пассивной демпфирующей резистивной цепи, содержащей оптимальную величину сопротивления, на сопловой лопатке турбины.

Разработана подпрограмма гармонического 3D анализа, дополняющая возможности программы ANSYS, для расчета активного пьезодемпфирования вынужденных колебаний при ступенчато меняющейся частоте вынуждающей нагрузки и изменяющемся поле деформаций детали под действием добавочных усилий от ПЭ, с помощью которой обеспечивается качественное соответствие результатов расчетов и испытаний.

Создана испытательная установка, включающая электродинамический вибростенд с системой управления, элементы системы несинфазной обратной связи, систему регистрации перемещений и механических напряжений, позволившая получить новые достоверные сведения об эффективности активного и пассивного пьезодемпфирования лопаток турбомашин.

Предложен способ возбуждения резонансных колебаний во вращающемся титановом блиске с помощью ПЭ, расширяющий возможности проведения усталостных испытаний, в том числе с асимметрией цикла.

#### **Методологические основы исследования.**

Решение задачи пьезодемпфирования вынужденных резонансных колебаний рабочей лопатки компрессора ГТД проводилось с помощью метода конечных элементов. Для исследования влияния ПЭ на колебания механических систем использовался метод разложения по собственным формам и быстрое преобразование Фурье. Экспериментальные данные получены при динамических испытаниях на аттестованном вибростенде.

#### **Основные положения, выносимые на защиту:**

1) Математическая модель и усовершенствованный метод активного гашения резонансных вибронпряжений лопаток турбомашин с использованием двух изгибных пьезоэлементов, размещенных на противоположных сторонах лопатки и соединенных системой с обратной связью.

2) Оценка эффективности активного пьезодемпфирования по результатам лабораторных динамических испытаний натуральных лопаток компрессора и вентилятора ГТД.

3) Оценка эффективности пассивного пьезодемпфирования по результатам лабораторных динамических испытаний статорной лопатки ГТД.

4) Способ использования пьезоэлементов для усталостных испытаний блисков турбомашин, в том числе при асимметричном цикле нагружения.

**Достоверность полученных результатов** обоснована тем, что в теоретическую основу исследований положены основные законы механики и теории колебаний, а также метод конечных элементов. Полученные результаты численного моделирования качественно, а в части оценки влияния частот и фаз колебаний – количественно согласуются с результатами экспериментальных исследований.

**Реализация работы.** Результаты диссертационной работы используются в секторе «Исследования процессов динамики двигателя» исследовательского

центра «Динамика, прочность, надежность» ФАУ «ЦИАМ им. П.И. Баранова».

### **Апробация работы.**

Основные результаты диссертационной работы доложены и обсуждены на научных конференциях: Всероссийская научная конференция «Нелинейные колебания механических систем» (Нижний Новгород, 2016); Научно-технический конгресс по двигателестроению (НТКД-2018) (Москва, 2018); XXX Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов (МИКМУС - 2018) (Москва, 2018); XII Всероссийский съезд по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной механики (Уфа, 2019); Межкафедральный семинар по прикладной и теоретической механике и численным методам моделирования МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 2021).

### **Публикации.**

По теме диссертации опубликовано 10 научных работ, из них 2 в рецензируемых изданиях, входящих в перечень ВАК РФ, и 2 публикации в зарубежных изданиях, индексируемых международной базой данных Scopus. Общий объем личного вклада в публикациях составляет 2,63 п.л.

### **Личный вклад.**

Все расчетно-теоретические исследования диссертации, методическая часть и анализ результатов испытаний выполнены лично автором. Экспериментальные работы проводились сотрудниками ФАУ «ЦИАМ им. П.И. Баранова» Руденком Е.С., Стадниковым А.Н., Куликовым С.С. при участии автора. Заимствованный материал отмечен ссылками.

**Структура и объём работы.** Диссертация состоит из введения, пяти глав, общих выводов и заключения, списка литературы из 98 наименований и приложения. Общий объём 151 страница, включая 86 рисунков и 17 таблиц.

## **ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** обосновывается актуальность темы диссертации, формулируется цель работы, указываются основные задачи и методы их решения, рассматривается научная новизна и практическая значимость, приводятся положения, выносимые на защиту, и краткое содержание по главам.

**В первой главе** приведен обзор научно-технической литературы, посвященной общим сведениям о пьезоэлементах и принципам их работы, основным электромеханическим соотношениям пьезомеханики применительно к задачам настоящей работы. Показаны способы организации управления колебаниями механических систем с помощью пьезоэлементов.

Продемонстрированы характерные особенности вибрационного взаимодействия пьезоэлементов и механических систем на примере установившихся вынужденных колебаний одномассового осциллятора и нестационарных продольных колебаний упругого стержня.

Результаты расчетного моделирования подтвердили, что сосредоточенная нагрузка от ПЭ и внешняя вынуждающая нагрузка с точки зрения частотного анализа действуют как идентичные возбудители. С помощью сосредоточенной нагрузки от ПЭ возможно гашение вынужденных колебаний, эффективность которого зависит от следующих факторов: типа и мощности ПЭ, их числа и взаимного размещения, и положения на детали при разных формах колебаний,

фаз настройки ПЭ относительно вынуждающих сил и между собой. Показана теоретическая возможность практически полного гашения резонансных колебаний, а также условие возникновения эффекта активного «антигашения» колебаний.

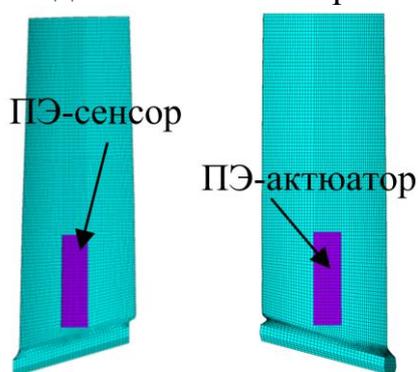
Перечисленные особенности вибрационного взаимодействия пьезоэлементов и стержня могут быть распространены и на изгибные колебания лопаток.

**Во второй главе** представлена математическая модель для расчета активного пьезодемпфирования резонансных колебаний жестко-защемленной пластины и лопатки компрессора ГТД при креплении на их противоположных сторонах изгибных пьезоэлементов, соединенных системой с обратной связью.

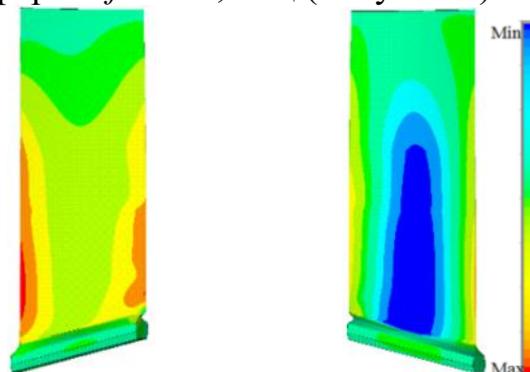
Исследуется пьезодемпфирование резонансных колебаний первой изгибной формы как наиболее возбудимой и опасной, области повышенных статических и динамических напряжений в рассматриваемых лопатках обычно близки.

На Рисунке 1 показана конечно-элементная модель лопатки компрессора с двумя изгибными ПЭ (размеры ПЭ 40×12×0,6 мм) из материала ЦТС-19. Пьезоэлемент-актюатор расположен на спинке профиля, ПЭ-сенсор – на корыте в области повышенных продольных деформаций при колебании по первой изгибной форме лопатки, заделанной по хвостовику (Рисунок 2). Крепление ПЭ на лопатку не приводит к существенному перераспределению продольных деформаций на входной и выходной кромках.

Разложение нагрузки от ПЭ-актюатора по собственным формам колебаний лопатки показало, что при указанном расположении ПЭ, наибольший отклик происходит на частоте первой изгибной формы  $f = 296,4$  Гц (Рисунок 3).



а) корыто      б) спинка  
Рисунок 1. КЭ модель лопатки компрессора с двумя ПЭ



а) корыто      б) спинка  
Рисунок 2. Распределение относительных продольных деформаций в лопатке без ПЭ

Система уравнений движения пьезо-механической системы в конечно-элементной постановке следующее:

$$[M_{UU}]\{\ddot{u}\} + [C_{UU}]\{\dot{u}\} + [K_{UU}]\{u\} + [K_{UV}]\{V\} = \{F\}, \quad (1)$$

$$[K_{UV}]^T\{u\} + [K_{VV}]\{V\} = \{Q\}, \quad (2)$$

где  $M_{UU}$ ,  $C_{UU}$ ,  $K_{UU}$  - матрицы масс, демпфирования и жесткости;  $\ddot{u}$ ,  $\dot{u}$ ,  $u$  - векторы ускорений, скоростей и перемещений в узлах;  $F$  - вектор внешних сил;  $K_{UV}$  - пьезоэлектрическая матрица жесткости;  $K_{VV}$  - диэлектрическая матрица жесткости;  $V$  - вектор разности потенциалов;  $Q$  - вектор электрических зарядов.

Решение системы уравнений (1) - (2) находится с условием управления

(обратной связью между ПЭ):

$$V^A = X_{pz} V^C \sin(2\pi f t + \varphi + \alpha_{pz}), \quad (3)$$

где  $V^C$  и  $V^A$  - амплитуды сигналов электрических напряжений, возникающих на ПЭ-сенсоре и подаваемых на ПЭ-актюатор;  $\varphi$  - собственный сдвиг фазы;  $X_{pz}$ ,  $\alpha_{pz}$  - задаваемые коэффициент усиления обратной связи и дополнительный сдвиг фазы.

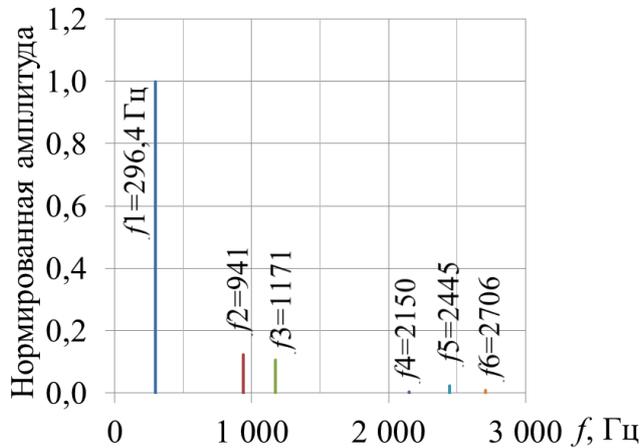


Рисунок 3. Разложение нагрузки от ПЭ по собственным формам лопатки

Расчеты проводились пошагово (шаг частоты вынуждающей нагрузки  $\Delta f = 0,001$  Гц) с проходом через первую собственную частоту лопатки с помощью стандартного гармонического анализа ANSYS (Harmonic response), модифицированного авторской подпрограммой, внутри которой на каждом расчетном шаге формируется управляющий сигнал электрического напряжения ПЭ-актюатора согласно выражению

(3), учитывающий изменение поля деформаций лопатки на предыдущем шаге. На каждом расчетном шаге по частоте организовывался итерационный процесс для проверки сходимости амплитуды и собственной фазы электрического напряжения ПЭ-сенсора. Точность полученных результатов зависит от величины шага по частоте вынуждающей нагрузки, при дальнейшем уменьшении шага результаты расчета практически не изменяются. Вынужденные колебания в лопатке возбуждались путем приложения к лопатке переменного виброускорения  $a(t) = a_0 \sin(2\pi f t)$  со ступенчато меняющейся частотой.

На Рисунке 4 показаны расчетные резонансные кривые вибронпряжений первой формы колебаний на входной кромке лопатки компрессора при двух уровнях виброускорения  $a_0$  при следующих условиях: кривая 1 – без ПЭ, кривая 2 – с наклеенными ПЭ, но не соединенными электрически; номера других кривых при электрическом соединении ПЭ с разными значениями  $\alpha_{pz}$ ,  $X_{pz}$  указаны в Таблице 1.

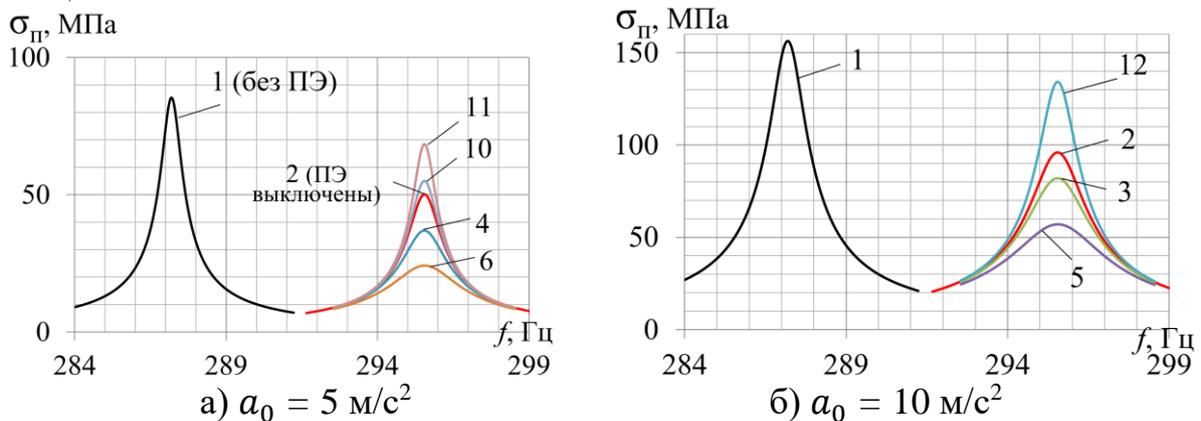


Рисунок 4. Расчетные резонансные кривые вибронпряжений на входной кромке лопатки компрессора при двух уровнях виброускорения  $a_0$

Таблица 1.

Обозначение резонансных кривых при электрическом соединении ПЭ на лопатке

Номер кривой	3	4	5	6	10	11	12
Коэффициент усиления $X_{pz}$	0,3	0,4	1,1	1,2	0,1	0,3	0,8
Дополнительный сдвиг фазы $\alpha_{pz}$	– 90°				+ 90°		

Учет физико-механических и электрических свойств ПЭ привел к увеличению резонансной частоты лопатки.

Демпфирование вибронапряжений достигается при дополнительном сдвиге фазы  $\alpha_{pz} = -90^\circ$  (Рисунок 4, кривые 3-6), получено уменьшение напряжений на 52 %. Соответственно, эффективное «антигашение» – при дополнительном сдвиге фазы  $\alpha_{pz} = 90^\circ$  (кривые 10-12). Максимальный расчетный изгибающий момент, действующий на лопатку со стороны ПЭ-актюатора, составил  $\sim 0,1$  Н·м, расчетная потребляемая мощность  $\sim 1$  Вт. Пьезодемпфирование колебаний второй и третьей формы лопатки при принятом расположении ПЭ происходит менее эффективно.

Результаты расчетов активного пьезодемпфирования колебаний первых двух изгибных форм пластины аналогичны.

**В третьей главе** описана схема испытательной установки и разработанная методика проведения испытаний активного пьезодемпфирования.

Испытания проводились на вибростенде V-875. Два серийных изгибных ПЭ с размерами  $40 \times 12 \times 0,6$  мм закреплялись с помощью клея на противоположных сторонах консольно-защемленной пластины ( $195 \times 60 \times 3$  мм) в области пучности продольных деформаций второй формы колебаний, определенной расчетно. ПЭ закреплены таким образом, что при подаче на них одинакового электрического напряжения они изгибаются в одну сторону.

Измерение колебаний пластины проводилось с помощью лазерного вибрметра HSV-2000, регистрация механических напряжений – по показаниям тензорезисторов.

Схема испытательной установки показана на Рисунке 5. Пьезоэлементы соединялись электрически системой с обратной связью, содержащей следующие элементы (блок обработки сигнала):

- магазин сопротивления, который при соединении с ПЭ позволяет сдвигать фазу входного сигнала  $\alpha_{RC}$  в диапазоне  $0 \dots -90^\circ$  в зависимости от величины  $R$  сопротивления, емкости ПЭ  $C^{\text{П}}$  и частоты сигнала  $f$ :

$$\alpha_{RC} = -\text{arctg}(2\pi fRC^{\text{П}}); \quad (6)$$

- активный частотный фильтр с возможностью сдвига фазы  $\alpha_{\text{чф}}$  входного сигнала либо  $0^\circ$ , либо  $180^\circ$ ;

- амплитудный усилитель напряжений, с коэффициентом усиления до 90.

На Рисунке 6 показана пластина с ПЭ в оснастке вибростенда. При колебании пластины в ПЭ-сенсоре возникает электрическое напряжение, которое передается в блок обработки сигнала, где изменяется в  $X_{pz}$  раз и сдвигается по фазе на  $\alpha_{pz} = \alpha_{RC} + \alpha_{\text{чф}}$  градусов, а затем передается на ПЭ-актюатор, который генерирует усилия, передающиеся на пластину.

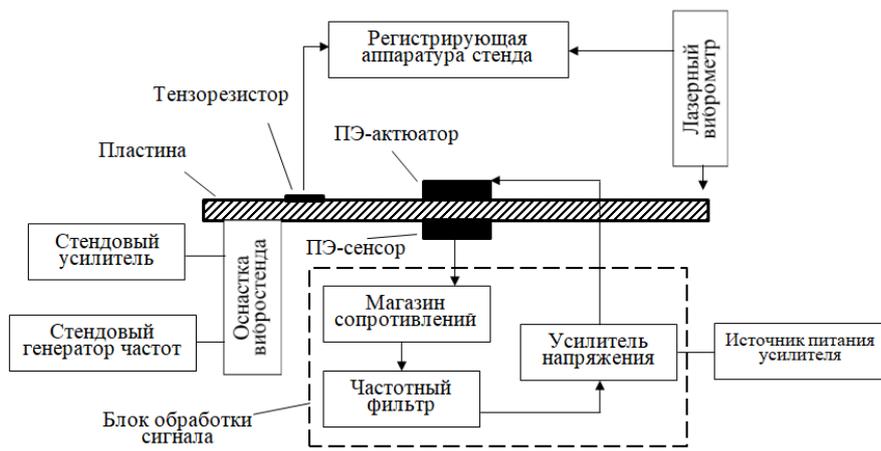


Рисунок 5. Схема испытательной установки

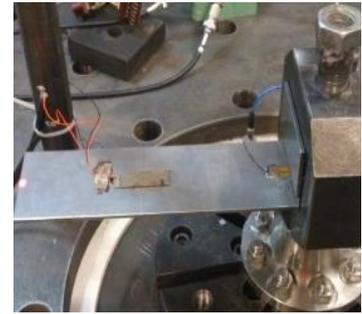


Рисунок 6. Пластина с ПЭ в оснастке

Испытания проводились при медленно меняющейся частоте переменного виброускорения  $a(t) = a_0 \sin(2\pi ft)$  подвижного стола вибростенда с проходом через резонансную область второй изгибной формы колебаний пластины: без ПЭ, с выключенными ПЭ, с включенными ПЭ при различных значениях коэффициентах усиления и сдвигах фазы.

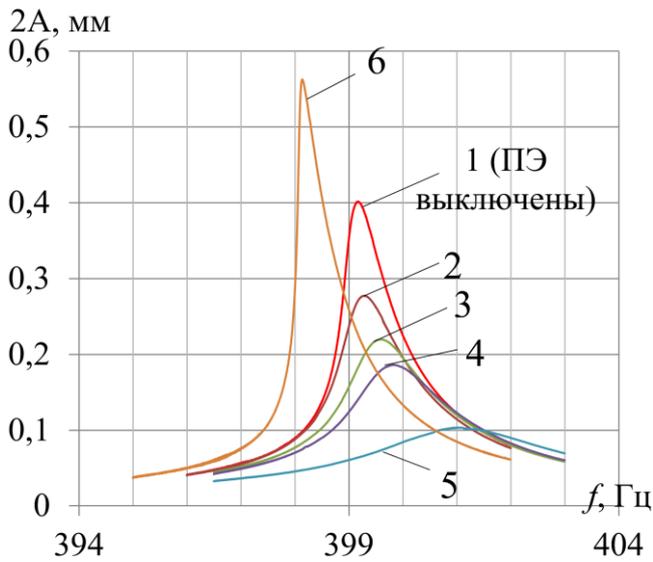


Рисунок 7. Экспериментальные резонансные кривые пластины при  $a_0 = 3 \text{ м/с}^2$

На Рисунке 7 приведены экспериментальные резонансные кривые размаха перемещения свободного края пластины при  $a_0 = 3 \text{ м/с}^2$  для следующих условий: кривая 1 – ПЭ не соединены электрически; остальные кривые – по данным Таблицы 2. Амплитуда колебаний свободного конца пластины благодаря активному пьезодемпфированию снижается на 20...75 % при  $\alpha_{pz} = -90^\circ$  в зависимости от коэффициента обратной связи  $X_{pz}$  (кривые 2-5). При  $\alpha_{pz} = +90^\circ$  достигается активное «антигашение» колебаний (кривая 6).

Таблица 2.

Обозначение резонансных кривых при электрическом соединении ПЭ

Номер кривой	2	3	4	5	6
Коэффициент усиления $X_{pz}$	1,5	3	4,5	12	1,5
Дополнительный сдвиг фазы $\alpha_{pz}$	- 90°				+90°

В четвертой главе приведены результаты испытаний активного пьезодемпфирования резонансных колебаний первой изгибной формы лопатки компрессора и трех первых форм массивной лопатки вентилятора. Предложен способ возбуждения резонансных колебаний во вращающемся титановом блиске с помощью ПЭ, позволяющий проводить усталостные испытания с асимметрией

цикла. На Рисунке 8 показана лопатка компрессора с ПЭ, жестко закрепленная в оснастке вибростенда.



Рисунок 8. Лопатка компрессора с ПЭ на вибростенде

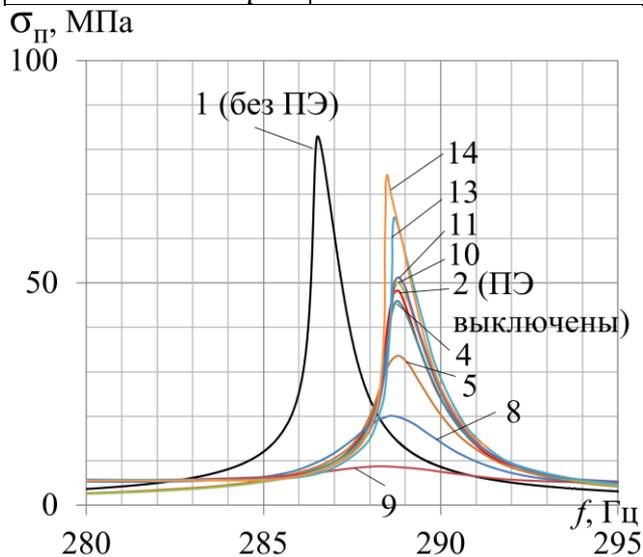
Схема испытательной установки и методика испытаний аналогичны испытаниям пластины. Как и в расчетных исследованиях ПЭ закреплены в местах повышенных радиальных деформаций лопатки при колебании по первой изгибной форме. Резонансные кривые вибронпряжений на входной кромке пера при двух уровнях виброускорения вибростенда  $a_0$  показаны на Рисунке 9.

Кривая 1 соответствует колебаниям лопатки без ПЭ, 2 – при ПЭ, наклеенных на лопатку, но не соединенных системой с обратной связью. В Таблице 3 приведены кривые, соответствующие другим параметрам обратной связи.

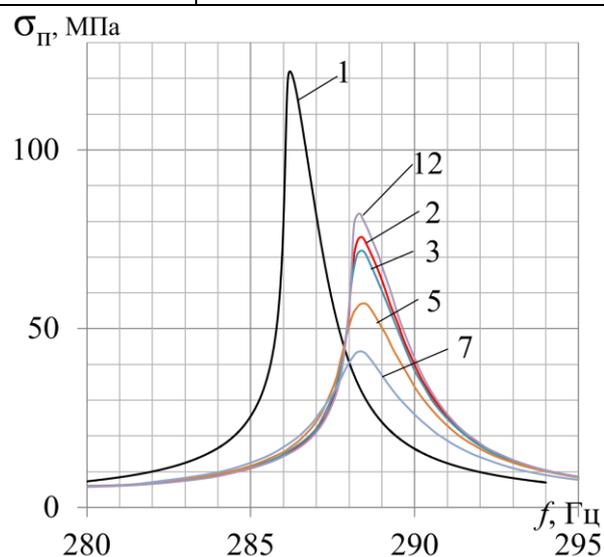
Таблица 3.

Обозначение резонансных кривых при электрическом соединении ПЭ

Номер кривой	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Коэффициент усиления $X_{pz}$	0,3	0,4	1,1	1,2	1,8	2,0	3,0	0,1	0,3	0,8	2,0	3,0
Дополнительный сдвиг фазы $\alpha_{pz}$	- 90°						+ 90°					



а)  $a_0 = 5 \text{ м/с}^2$



б)  $a_0 = 10 \text{ м/с}^2$

Рисунок 9. Резонансные кривые переменных напряжений на входной кромке лопатки при двух уровнях виброускорения  $a_0$

Крепление ПЭ к лопатке повлияло на ее динамические характеристики (сравнение кривых 1 и 2):

- вибронпряжения снизились благодаря дополнительному рассеянию энергии в клеевом соединении и собственному демпфированию в ПЭ, а также из-за прямого пьезоэффекта;

- резонансная частота колебаний увеличилась из-за внесения ПЭ

дополнительной жесткости в систему.

Эффект активного пьезодемпфирования оценивался по отношению к случаю, когда ПЭ выключены (кривые 2 на Рисунке 9). Резонансные вибронапряжения на входной кромке лопатки с выключенными ПЭ составили 48 МПа (при  $a_0 = 5 \text{ м/с}^2$ ) и 75 МПа (при  $a_0 = 10 \text{ м/с}^2$ ), что сопоставимо с возникающими в эксплуатации.

При активном демпфировании колебаний ( $\alpha_{pz} = -90^\circ$ ) амплитуда резонансных напряжений снижается с темпом, зависящим от уровня возбуждения и коэффициента усиления  $X_{pz}$ . При максимально возможном для используемого оборудования коэффициенте усиления  $X_{pz} = 3,0$  (кривая 9) и  $a_0 = 5 \text{ м/с}^2$  напряжение снизилось на 82 % (в 5,5 раз).

При включении системы обратной связи на режим активного «антигашения» колебаний ( $\alpha_{pz} = +90^\circ$ ) амплитуда резонансных напряжений повышается с темпом, также зависящим от уровня возбуждения и коэффициента усиления  $X_{pz}$ . При амплитуде виброускорения  $a_0 = 5 \text{ м/с}^2$  и коэффициенте усиления  $X_{pz} = 3,0$  вибронапряжения увеличились на 54 %.

Таким образом, подтверждена практическая реализация активного пьезодемпфирования вибронапряжений лопатки компрессора с помощью двух изгибных ПЭ, закрепленных на противоположных сторонах лопатки и соединенных системой с обратной связью.

На Рисунке 10 показаны расчетные и экспериментальные зависимости декремента колебаний, вычисленные по ширине резонансных пиков, от резонансных вибронапряжений в лопатке компрессора при различном уровне виброускорения, точки на кривых соответствуют резонансным вибронапряжениям при различных задаваемых в расчетах и испытаниях величинах  $\alpha_{pz}$  и  $X_{pz}$ . Близкий характер расчетных и экспериментальных кривых на Рисунке 10 подтверждает корректное расчетное моделирование пьезодемпфирования с помощью системы уравнений (1)-(2) с условием управления (3).

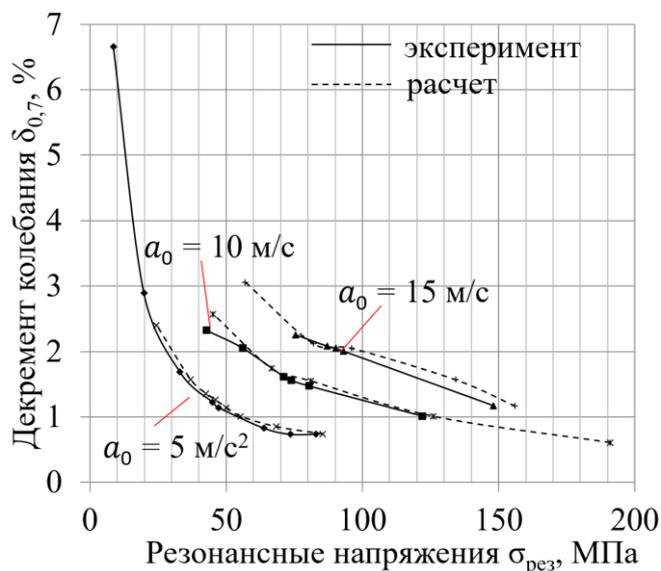


Рисунок 10. Сравнение расчетных и экспериментальных декрементов колебаний при разных значениях амплитуды вынуждающей нагрузки, коэффициента усиления и сдвига фазы

Дополнительно для лопатки компрессора (Рисунок 8) проведено следующее испытание: при выключенном вибростенде ( $a_0 = 0$ ) система обратной связи настраивалась на режим активного «антигашения» ( $\alpha_{pz} = +90^\circ$ ) с коэффициентом усиления  $X_{pz} = 3,0$ . ПЭ-актюатор подключен к источнику питания. После слабого вибрационного воздействия на лопатку наблюдалось самовозбуждение автоколебаний лопатки с постепенным установлением постоянной амплитуды колебаний с частотой  $\sim 287$  Гц. При этом величина переменных напряжений на входной кромке лопатки составила  $\sim 65$  МПа.

На основании проведенных испытаний предложен способ усталостных испытаний титанового блиска при асимметричном нагружении при возбуждении резонансных колебаний с помощью одного ПЭ, заключающийся в следующем:

- блиск располагается на валу испытательного стенда внутри вакуумной разгонной камеры, источник питания ПЭ вне камеры;

- на дисковой части блиска смонтирован изгибный ПЭ, электрическое напряжение от источника питания к вращающемуся на колесе ПЭ передается через токосъемники;

- статические напряжения реализуются при разгоне блиска до требуемой частоты вращения;

- динамические напряжения в блиске реализуются с помощью передачи на ПЭ переменного электрического напряжения с частотой собственных колебаний блиска.

Проверка реализации способа проведена расчетно на примере блискового колеса компрессора из титанового сплава (Рисунок 11,а) диаметром 150 мм, имеющего 9 больших лопастей и 9 малых. Рабочая частота вращения колеса составляет  $n = 50000$  об/мин. На дисковой части колеса расположен один изгибный ПЭ с размерами  $30 \times 12 \times 0,6$  мм, предназначенный для возбуждения колебаний. Для материала колеса принят малый декремент колебания 0,1 % (по результатам испытаний моноколес в вакууме).

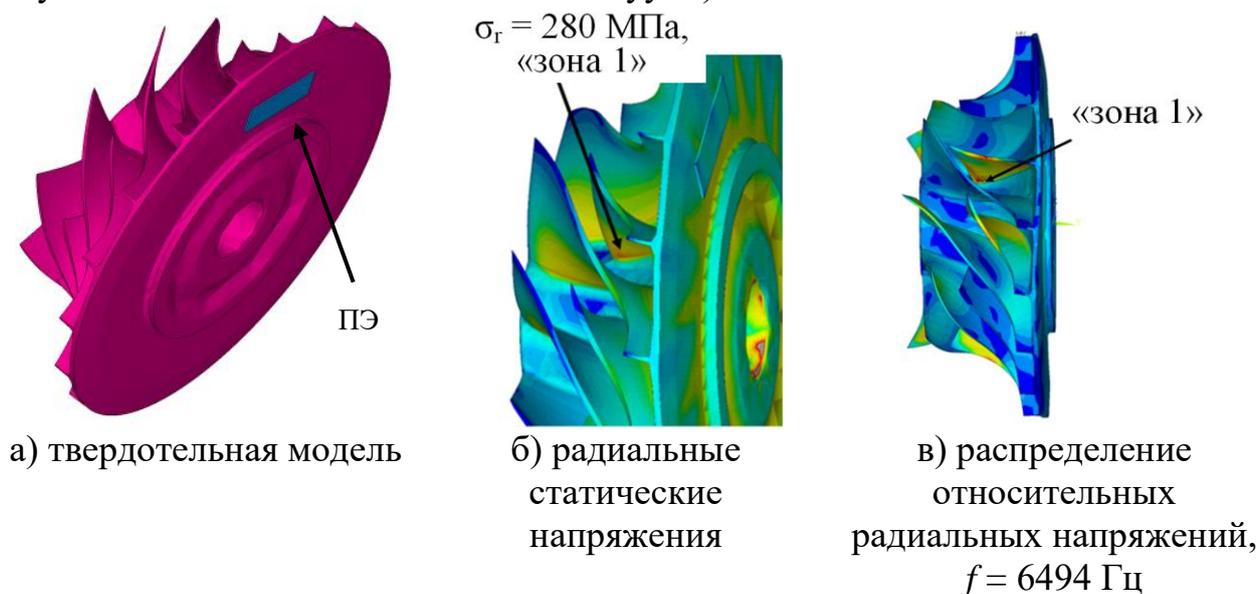
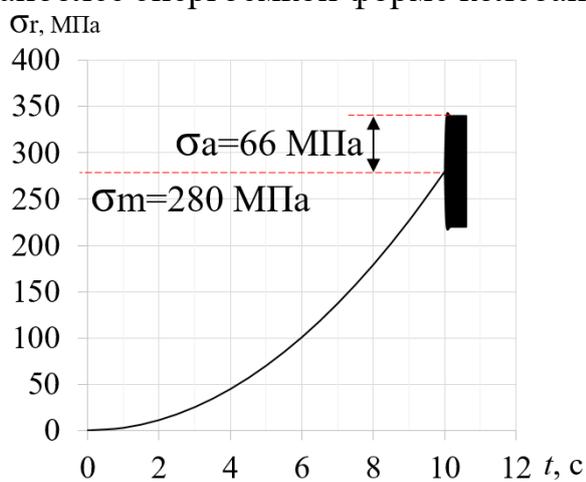


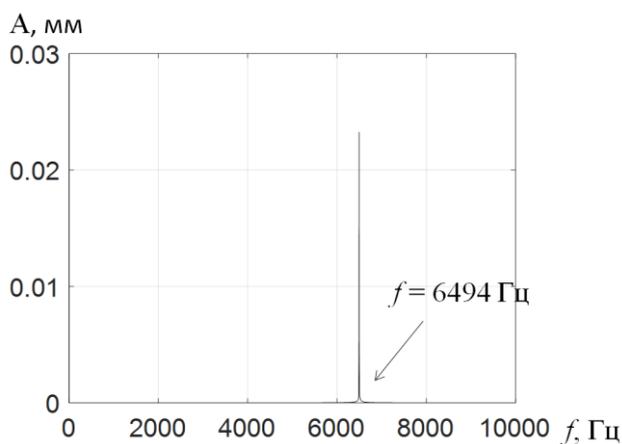
Рисунок 11. Результаты расчета напряженно-деформированного состояния и собственных частот блиска компрессора при частоте вращения  $n = 50000$  об/мин

Расчеты показали, что области высоких статических и переменных радиальных напряжений при колебании с частотой  $f = 6494$  Гц находятся на входной кромке малой лопасти (Рисунок 11,б-в, «зона 1»). Моделирование развития резонансных колебаний это подтверждает (Рисунок 12). Видно, что в спектре колебаний присутствует лишь одна частота, при этом в «зоне 1» среднее напряжение в цикле  $\sigma_m = \sigma_r = 280$  МПа, амплитудное –  $\sigma_a = 66$  МПа. Расчетный изгибающий момент, действующий на лопатку со стороны ПЭ, составил  $\sim 1$  Н·м, расчетная потребляемая мощность  $\sim 50$  Вт.

Таким образом, расчетно показана возможность проведения усталостных испытаний блисковых колес с асимметрией цикла с возбуждением колебаний от одного ПЭ, закрепленного на колесе. Использование положительной обратной связи и пары размещенных на блиске ПЭ при проведении усталостных испытаний теоретически позволит системе самой настраиваться на резонанс по наиболее энергоемкой форме колебаний.



а) зависимость от времени радиальных напряжений в «зоне 1»



б) спектр перемещений кромки малой лопасти

Рисунок 12. Результаты моделирования нестационарного возбуждения колебаний во вращающемся блиске с помощью ПЭ

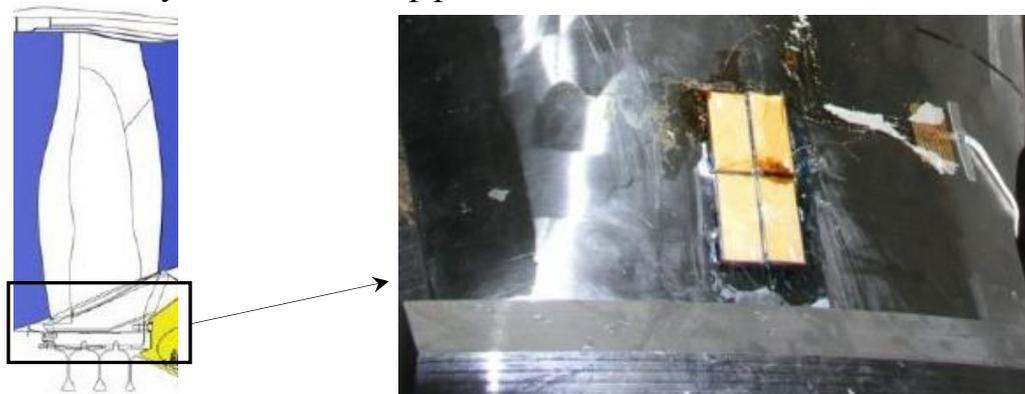
Впервые в отечественной практике было экспериментально изучено пьезодемпфирование вынужденных колебаний крупноразмерной титановой лопатки вентилятора ГТД при организации обратной связи пропорционально сигналу ПЭ-сенсора.

Конструктивные особенности указанной лопатки вентилятора принципиально позволяют закрепить ПЭ на ее ножке без доработок (как показано на Рисунке 13), что важно для практического использования пьезодемпфирования.

Переменные напряжения при вынужденных колебаниях лопатки контролировались с помощью тензорезистора, наклеенного на входной кромке со стороны корыта.

При имевшейся мощности ПЭ было получено уменьшение амплитуды колебаний периферии и вибронпряжений на входной кромке для первой формы на  $\approx 3,0$  %, для второй на  $\approx 10,0$  %, для третьей на  $\approx 15,0$  %. Эффект активного демпфирования проявился относительно слабо, гашение колебаний происходило, в основном, вследствие прямого пьезоэффекта – преобразования

части энергии колебаний в электрическую благодаря ПЭ, а также рассеянию энергии в клеевом соединении. Относительно слабый эффект пьезодемпфирования объясняется сложностью экспериментальной оснастки для крепления лопатки, значительно увеличившей рассеяние энергии из-за большого количества трущихся деталей. Ожидается, что использование более мощных ПЭ позволит достигнуть большего эффекта.



а) схема ножки

б) расположение ПЭ на ножке

Рисунок 13. Активное пьезодемпфирование лопатки вентилятора

Результаты данного испытания могут быть использованы для повышения сопротивляемости к возникновению автоколебаний, что является актуальным для лопаток вентилятора.

**В пятой главе** приведены результаты исследований пассивного демпфирования резонансных колебаний упругой пластины и сопловой лопатки турбины с использованием одного изгибного пьезоэлемента, соединенного с резистивной электрической цепью.

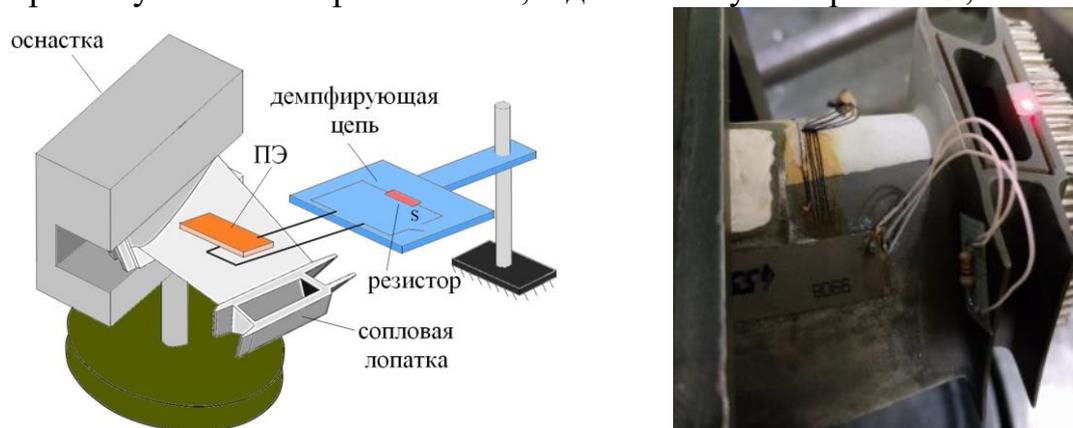
Вначале определялись резонансные частоты  $f_{рез}$  первой формы колебаний пластины и сопловой лопатки с ПЭ с разомкнутой резистивной цепью, а также размах перемещений и переменные напряжения. Затем цепь замыкалась и выполнялись проходы по частоте вынуждающих колебаний через резонанс в диапазоне  $0,95f_{рез} \leq f_{рез} \leq 1,05f_{рез}$  со скоростью нарастания вынуждающей частоты  $\nu = 0,05$  Гц/с при постоянном уровне виброускорения стенда  $a_0 = 10$  м/с<sup>2</sup> (для пластины) и  $a_0 = 20$  м/с<sup>2</sup> (для лопатки). Проходы повторялись при различных значениях сопротивления резистора  $R$  в диапазоне от 0,1 кОм до 68 кОм.

Суть пассивного пьезодемпфирования заключается в том, что при колебании лопатки с ПЭ часть энергии колебаний благодаря прямому пьезоэффекту переводится ПЭ в электрическую энергию, которая частично рассеивается на резисторе в виде тепловой. При этом предполагается уменьшение вибрации лопатки.

На Рисунке 14 показана схема испытаний сопловой лопатки и фотография ПЭ с демпфирующей цепью, полностью закрепленной на лопатке.

На Рисунке 15 показано изменение измеренных резонансных значений размаха перемещения свободного конца лопатки, в зависимости от сопротивления резистора  $R$ . Так как электрическая мощность цепи определяется произведением силы тока на напряжение  $P=IU=U^2/R$ , то в обоих крайних

случаях: при  $R \rightarrow 0$ , аналоге короткого замыкания на клеммах ПЭ, и при  $R \rightarrow \infty$ , аналоге разомкнутой цепи, рассеяния энергии при пассивном демпфировании не происходит, а его наибольшее значение наблюдается при некотором промежуточном сопротивлении, в данном случае при  $R = 9,1$  кОм.



а) схема испытаний      б) сопловая лопатка с демпфирующей цепью

Рисунок 14. Организация пассивного пьезодемпфирования колебаний сопловой лопатки турбины

Результаты испытаний указывают на возможность практической реализации пассивного пьезодемпфирования резонансных колебаний статорной лопатки, выявлена оптимальная величина сопротивления резистора, получено снижение вибрации на 12 % при размещении цепи пьезоэлемента с резистором на лопатке.

Испытания проходили при высоком исходном уровне вибронапряжений в сопловой лопатке ( $\sigma_{рез} \sim 151$  МПа), чем подтверждается работоспособность ПЭ.

Результаты испытаний пассивного пьезодемпфирования резонансных колебаний упругой пластины аналогичны.

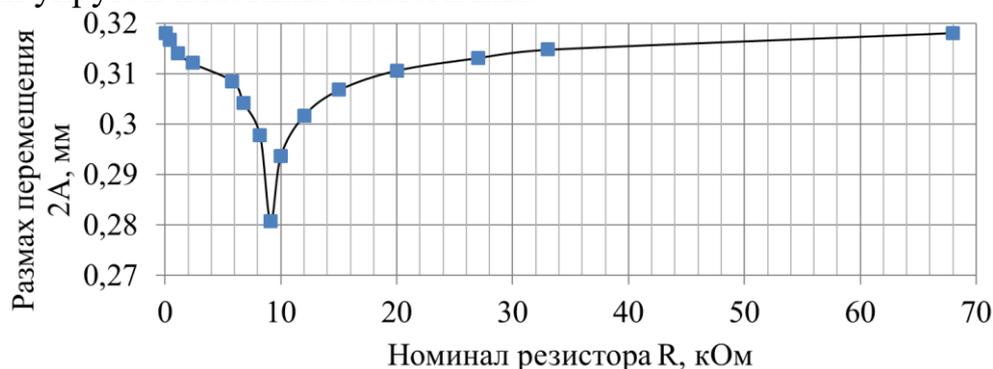


Рисунок 15. Размах перемещения свободного конца сопловой лопатки с ПЭ и демпфирующей цепью в зависимости от сопротивления резистора

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1) Разработана математическая модель для расчета активного пьезодемпфирования резонансных колебаний лопатки турбомашин с помощью двух изгибных ПЭ, соединенных системой с обратной связью, при возбуждении изгибных колебаний внешней нагрузкой со ступенчато меняющейся частотой, и с учетом изменения поля деформаций лопатки под воздействием изгибного ПЭ, позволившая определить места расположения сенсора и актюатора для

эффективного гашения резонансных колебаний первой изгибной формы лопатки.

2) Создана испытательная установка для оценки активного и пассивного пьезодемпфирования лопаток турбомашин, включающая электродинамический вибростенд с системой управления, пьезоэлементы, элементы системы несинфазной обратной связи, резистивную демпфирующую электрическую цепь, систему регистрации перемещений и механических напряжений.

3) Усовершенствован метод активного пьезодемпфирования резонансных колебаний лопатки турбомашин с помощью двух изгибных ПЭ, закрепленных на корыте и спинке и соединенных системой с обратной связью, позволивший получить новые экспериментальные данные и снизить резонансные вибронапряжения в лопатке компрессора на 82 %. Показана работоспособность ПЭ при уровне исходных вибронапряжений 40...120 МПа. Сравнение результатов расчетного и экспериментального исследования активного пьезодемпфирования лопатки компрессора показало удовлетворительное качественное совпадение.

4) Впервые в отечественной практике проведено испытание активного пьезодемпфирования резонансных колебаний крупноразмерной лопатки вентилятора. Показана возможность размещения пьезоэлементов на ножке такой лопатки. Достигнуто снижение напряжений на 3...15 % в зависимости от формы колебаний, что может быть использовано для повышения устойчивости лопатки вентилятора к автоколебаниям.

5) Усовершенствован метод пассивного пьезодемпфирования резонансных колебаний лопатки турбомашин с помощью закрепленной на ней демпфирующей цепи, содержащей изгибный ПЭ и резистор, позволивший снизить резонансные виброперемещения лопатки на 12 %.

6) Впервые применительно к лопаткам турбомашин выявлен расчетами и подтвержден экспериментально эффект активного «антигашения» при совместном однонаправленном действии ПЭ-актюатора и вынуждающей нагрузки, что свидетельствует об объективности полученных в работе результатов. Данный эффект может быть использован при проведении усталостных испытаний.

7) Предложен способ возбуждения резонансных колебаний во вращающемся титановом блиске с помощью ПЭ, расширяющий возможности проведения усталостных испытаний, в том числе с асимметрией цикла.

#### **Публикации по теме диссертации**

1. Экспериментально-расчетные исследования эффективности различных способов демпфирования колебаний деталей газотурбинных двигателей / Бортников А. Д. [и др.] // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2015. Т. 14. № 3-1. Ч. 1. С. 171-182. (0,8 п.л. / 0,25 п.л.).

2. Развитие метода расчета вынужденных колебаний лопаток турбомашин типа «блиск» / Бортников А. Д. [и др.] // Вестник Московского авиационного института. 2018. Т. 25. № 1. С. 28-38. (0,86 п.л. / 0,32 п.л.).

3. Bortnikov A. D. Experimental study on active damping of compressor blade

forced vibrations using piezoelements // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 489. № 1. 4 p. (0,40 п.л.).

4. Determining the Optimal Crystallographic Orientation in a Single Crystal Turbine Blade to Increase its Strength Reliability / Bortnikov A. [at al.] // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2020: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Volume 10B: Structures and Dynamics. 2020. 6 p. <https://doi.org/10.1115/GT2020-14866> (0,82 п.л. / 0,30 п.л.).

5. К расчету динамических напряжений в лопатках компрессоров авиационных ГТД при амплитудно-зависимом рассеянии в материале / Бортников А. Д. [и др.] // Труды X Всероссийской научной конференции «Нелинейные колебания механических систем» / Под редакцией Д. В. Баландина, В. И. Ерофеева, И. С. Павлова. Нижний Новгород: Наш дом. 2016. С. 846-855. (0,7 п.л. / 0,25 п.л.).

6. Бортников А. Д. Расчетно-экспериментальное исследование демпфирования вынужденных колебаний узлов ГТД с использованием пьезоэлементов // Научно-технический конгресс по двигателестроению (НТКД-2018): сборник тезисов. М.: Ваш Успех. 2018. Т. 2. С. 257-260. (0,20 п.л.).

7. Бортников А. Д. Экспериментальное исследование активного демпфирования вынужденных колебаний лопатки компрессора с использованием пьезоэлементов // XXX Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов (МИКМУС - 2018): Сборник трудов конференции. М.: ИМАШ РАН. 2019. С. 290-292. (0,15 п.л.).

8. Бортников А. Д., Шорр Б. Ф. Расчетное и экспериментальное исследование активного пьезодемпфирования колебаний механических систем // XII Всероссийский съезд по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной механики: сборник трудов в 4 томах. Т. 1: Общая и прикладная механика. Уфа: РИЦ БашГУ, 2019. С. 413-416. (0,22 п.л. / 0,11 п.л.).

9. Пьезодемпфирование вынужденных колебаний элементов газотурбинных двигателей / Бортников А. Д. [и др.] // Прочность и надежность газотурбинных двигателей. Сборник научных трудов / Под общей редакцией Ножницкого Ю. А. М.: ЦИАМ. 2020. С. 109-113. (0,28 п.л. / 0,15 п.л.).

10. Бортников А. Д., Шорр Б. Ф. Применение пьезоэлементов для активного гашения резонансных колебаний лопаток турбомашин // Авиационные двигатели. М.: ЦИАМ. 2020. № 4(9). С. 33-42. (1,00 п.л. / 0,50 п.л.).