

Для служебного пользования

Экз. № 44

На правах рукописи

УДК 621.822.575

СИГАЧЕВ Сергей Иванович

**ПОВЫШЕНИЕ ВИБРОУСТОЙЧИВОСТИ
МАЛЫХ ТУРБОМАШИН
С ЛЕПЕСТКОВЫМИ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИМИ ПОДШИПНИКАМИ**

СПЕЦИАЛЬНОСТЬ 05.07.05 - "Тепловые двигатели
летательных аппаратов"

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена на НПП "Наука" (Москва).

Научный руководитель: д. т. н. , доцент Равикович Ю. А.

Научный консультант: к. т. н. Брагин А. Н.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Шашин В. М.

кандидат технических наук Кан С. Г.

Ведущая организация НПО "Энергия" (Москва)

Защита состоится " ____ " _____ 1993г. в ____ часов
на заседании специализированного совета ССК 053.04.01
Московского авиационного института.

Адрес института: 125871, Москва, Волоколамское шоссе, 4,
Ученому секретарю совета.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке
Московского авиационного института.

Автореферат разослан " ____ " _____ 1993г.

Ученый секретарь
специализированного совета

к. т. н. , доц.



Т.В. Михайлова

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В последнее время в связи с увеличением быстроходности и энерговооруженности малых турбомашин реальной альтернативой подшипников качения стали лепестковые газодинамические подшипники (ЛГП). ЛГП обладают способностью автоматического слежения за положением вала за счет деформации лепестков в соответствии с изменением давления в газовом слое. Они работоспособны при тепловых деформациях и значительных дисбалансах, не требуют повышенной чистоты окружающей среды. ЛГП позволяют достичь больших скоростей вращения ротора ввиду эффективного подавления самовозбуждающихся колебаний.

Использование ЛГП в малых турбомашинах (турбохолодильники воздушных систем кондиционирования, турбодетандеры криогенных установок, турбогенераторы, центробежные компрессоры) значительно повысило их надежность и ресурс, обеспечило экологическую чистоту.

В процессе эксплуатации выявлена недостаточная виброустойчивость роторных систем с ЛГП. При воздействии на корпус турбомашин низкочастотной внешней вибрации, ротор может войти в резонанс, что приводит к аварийной ситуации. К сожалению, данные по влиянию конструктивных параметров ЛГП на виброустойчивость и пути ее увеличения неясны. Во многом это связано со сложностью упругогидродинамического расчета таких опор и отсутствием экспериментальных данных. Опубликованные зарубежные работы носят в основном рекламный характер.

Таким образом, повышение виброустойчивости турбомашин с ЛГП является актуальной задачей, решению которой посвящена настоящая диссертация.

Тема диссертации соответствует задачам, изложенным в научно-технической программе "Повышение технического уровня, качества и надежности машиностроительной продукции, имеющей важнейшее народохозяйственное значение на 1987-1990 годы и на период до 1995 года" этап 11.02 пункт И в "Разработать и внедрить методы повышения надежности узлов трения путем использования и совершенствования опор с газовой смазкой", утвержденной ГКНТ СССР и Президиумом Академии наук СССР 7 мая 1987 года.

Работа выполнена на основе опытно-конструкторских разработок и экспериментальных исследований, проведенных автором на НПП "Наука" (Москва).

Объектом исследования являются особенности работы жесткого ротора в лепестковых газодинамических подшипниках с перекрывающимися лепестками при внешнем кинематическом возбуждении.

Цель работы - исследование вибрационной устойчивости ротора в ЛП, разработка и испытания подшипников с повышенными стабилизирующими свойствами, внедрение результатов работы в производство.

Методика исследования. Теоретические исследования ЛП сводятся к решению упруго-гидродинамической задачи. Анализ колебаний роторной системы проведен с использованием электромеханической аналогии на основе метода узловых потенциалов. Экспериментальные данные получены на специальных стендах и при обработке реальных изделий.

Автор защищает следующие научные положения:

1. Оптимальное соотношение динамических характеристик ЛП, обеспечивающих минимальные колебания ротора.

2. Анализ влияния конструктивных параметров ЛП на его характеристики и амплитуду колебаний ротора в ЛП при воздействии внешней вибрации.

3. Использование метода электромеханической аналогии при расчете колебаний роторной системы с ЛП.

4. Разработка конструкции виброустойчивых ЛП с дополнительными лепестками, определение их статических и динамических характеристик.

5. Методика и схема стенда для динамических испытаний турбомашин с ЛП.

Научная новизна. Разработана методика расчета виброустойчивости жестких несимметричных роторов на ЛП с использованием электромеханической аналогии. Определено влияние конструктивных параметров на работоспособность ЛП и амплитуду колебаний ротора. Получены оптимальные динамические характеристики ЛП, обеспечивающие минимальную амплитуду колебания ротора. Предложены конструкции ЛП с дополнительными лепестками, обладающие повышенной виброустойчивостью, определены их статические и ди-

намические характеристики.

Практическая ценность. Создана методика и программа на ЭВМ для расчета виброустойчивости роторных систем с ЛП для авиационных малых турбомашин. Предложенные конструкции ЛП с дополнительными лепестками и их экспериментальные характеристики позволили проектировать турбомшины с высоким запасом по виброустойчивости.

Реализация работы на практике. Результаты исследования нашли применение при проектировании турбохолодильников систем кондиционирования воздуха самолетов ТУ-204, ТУ-334, Ан-77. Турбохолодильник для ТУ-204 серийно выпускается на НПП "Наука". Нарботка лидерного турбохолодильника составила более 1000 летных часов. ЛП с дополнительными лепестками использованы в конструкции экспериментальных турбомашин - высокотемпературного турбокомпрессора системы наддува дизеля и турбогенератора замкнутой газовой энергоустановки мощностью 3 кВт.

Апробация работы. Основные результаты исследования доложены на научно-технических конференциях: Всесоюзной "Трение и смазка в машинах", Челябинск, 1983; Всесоюзной "Газотурбинные и комбинированные установки", Москва, 1987; Молодых специалистов Киевского механического завода им. О. К. Антонова, Киев, 1987; Всесоюзного научно-координационного совещания "Газовая смазка в машинах и приборах", Москва-Новороссийск, 1989; Всесоюзной "Надежность роторных систем с опорами на газовой смазке", Москва-Новороссийск, 1990; Региональной "Прогрессивные материалы, технологии и конструкции в машино- и приборостроении", Калуга, 1990; Всесоюзной "Проектирование и технология изготовления газовых опор экологически чистых машин", Москва-Ростов-на-Дону, 1991; Всесоюзной "Контактная гидродинамика", Самара, 1991. Тезисы всех выступлений опубликованы.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 9 тезисов докладов, получено 3 авторских свидетельства и 2 положительных решения на изобретения.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения и библиографии. Работа изложена на 160 страницах, содержит 60 рисунков. Библиография включает 130 наименований.

ВВЕДЕНИЕ

Рассматривается наиболее распространенная конструкция ЛГП с перекрывающимися лепестками (рис. 1). ЛГП представляет собой

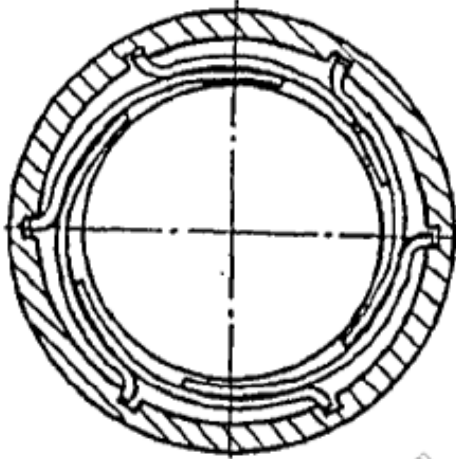


Рис. 1. Схема ЛГП.

цилиндрическую втулку, охватывающей вращающуюся цапфу. Во втулке размещены упругие криволинейные тонкостенные металлические пластины - лепестки. Лепестки упруго охватывают цапфу, образуя с ней клиновидные зазоры. В основе работы ЛГП лежит эффект повышения давления в многоклиновом зазоре, возникающий при относительном перемещении поверхностей. Отрыв цапфы от лепестков и образование газового слоя между ними происходит при скоростях вращения 5...10 м/с. Дальнейшее увеличение скорости вращения приводит к росту толщины газового слоя.

В работе рассматривается виброустойчивость малых турбомашин с ЛГП. Под термином виброустойчивость понимается работоспособность машины при кинематическом воздействии внешней вибрации на корпус в широком диапазоне частот. Под действием вибрационного возбуждения в колебательной системе ротор-ЛГП, возникают силы, стремящиеся раскачать ротор. При увеличении амплитуды колебаний ротора, лепестки будут отслеживать эти колебания, сохраняя при этом газовый слой между цапфой ротора и лепестками. Однако, толщина слоя уменьшается. Уменьшение толщины газового слоя до минимально допустимой или разрыв слоя сопровождается износом антифрикционного покрытия лепестков и выходом ЛГП из строя. Таким образом, допустимая амплитуда колебаний ротора определена минимально допустимой толщиной газового слоя.

Расчет виброустойчивости по такой методике затруднен, так как необходимо постоянно контролировать толщину газового слоя, что связано с затратами машинного времени. Поэтому на практике допустимую амплитуду колебаний определяют как некоторую долю

монтажного зазора (равного максимальному радиальному смещению вала во втулке), что допустимо при сравнении ЛПП однотипных конструкций. Как показали испытания на виброустойчивость, ЛПП длительно сохраняет работоспособность при амплитудах колебаний ротора в ЛПП до 0,6 монтажного зазора, допуская кратковременное увеличение до 0,9 монтажного зазора. Поэтому возбуждение, при котором амплитуда колебаний цапфы ротора достигает величины 0,6 монтажного зазора, было принято в качестве границы виброустойчивости ЛПП. При анализе виброустойчивости вместо коэффициента динамичности удобно использовать величину приведенной амплитуды колебаний, равной отношению амплитуды колебаний к монтажному зазору.

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ ЛПП В МАЛЫХ ТУРБОМАШИНАХ

При составлении обзора опубликованных по рассматриваемой проблеме работ выделены несколько направлений.

Первое направление посвящено применению газовых опор в малых турбомашинах. На примере турбохолодильников системы кондиционирования воздуха самолетов показан постепенный переход к ЛПП. Представлены разработки фирм Westwind Turbines Ltd (Англия), Aerostatic Ltd (Англия), НИИ "Наука" (Россия), Stratos Div. (США), Garret Corp. (США), United Technologies (США). В последнее время ведущие фирмы самолетного оборудования все турбохолодильники выпускают с ЛПП. Среди последних работ отмечаются турбохолодильники фирмы Garret Corp. для самолетов DC-10, A-300, A-300B, B-757, B-767, фирмы United Technologies для самолета B-747, фирмы AVG SEMKA (Франция) для самолетов A-310-200, A-320. ЛПП стали применяться и в других отраслях (турбогенератор замкнутой энергоустановки фирмы Toyota (Япония), гелиевый турбодетандер ИПО "Гелиймаш" (Россия) и др.).

Второе направление посвящено развитию конструкций ЛПП. Основными патентовладельцами ЛПП с перекрывающимися лепестками являются фирма Garret Corp. и НИИ "Наука". Развитие конструкции идет по пути увеличения демпфирования в ЛПП, перспективным направлением является введение в конструкцию дополнительных

опорных элементов.

Третью часть обзора составляют работы по расчету ЛП. Представлены работы Пешти Ю. В. и Брагина А. Н. Большую работу по созданию программы расчета ЛП на ЭВМ провела группа авторов ЧИ (Челябинск): Левина Г. А., Смирнов В. В., Бояршинова А. К., которыми разработана программа, основанная на численном решении уравнения газовой смазки с вариационным методом определяя деформаций лепестка при учете условий контактирования.

Последняя часть обзора посвящена экспериментальным данным о работе ЛП. Отмечается недостаток информации в этом направлении.

Выполненный обзор позволяет сделать следующие выводы: расширяется область применения ЛП в различных областях техники; наиболее широко применяются ЛП с перекрывающимися лепестками; недостатком ЛП является низкая виброустойчивость в диапазоне низких частот; развитие конструкции ЛП с целью повышения виброустойчивости приводит к усложнению из-за профилирования поверхностей и введения дополнительных элементов; существуют методы расчета статических характеристик ЛП, однако не выявлена их зависимость от геометрических параметров подшипника; динамические расчеты роторов с упругодемпферными опорами проводились без учета конструктивных особенностей ЛП; объем экспериментальных работ по ЛП недостаточен, их результаты не носят системного характера.

В связи с этим определены следующие задачи исследования:

1. Определить влияние геометрических параметров на характеристики подшипника.
2. Разработать расчетную схему для аналитического определения виброустойчивости и выявить оптимальные динамические характеристики ЛП.
3. Создать расчетную схему динамической системы ротор-ЛП-корпус для расчета по методике электро-механической аналогии.
4. Адаптировать программы расчета электрических охем для исследования установившихся колебаний системы ротор-ЛП-корпус.
5. Разработать стенды и методики испытаний ЛП для замера статических и динамических параметров подшипника.

6. Испытать на виброустойчивость ЛГП базовой конструкции и ЛГП, изготовленные с учетом теоретических исследований.

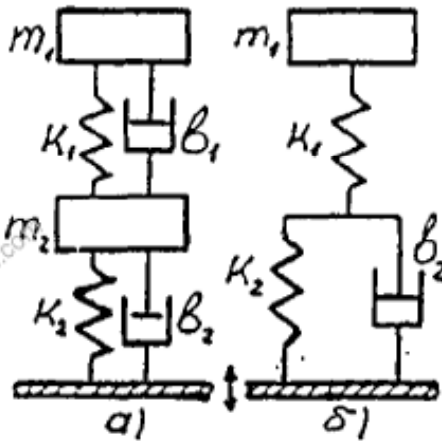
7. Провести испытания трехколесного турбохолодильника с ЛГП повышенной виброустойчивости.

8. Использовать полученные результаты при конструировании малых турбомашин.

Эти задачи определили структуру и объем диссертации.

РАСЧЕТ ВИБРОУСТОЙЧИВОСТИ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ РОТОР-ЛГП-ОСНОВАНИЕ

Во втором разделе приведены теоретические исследования роторных систем с ЛГП. Расчетная



модель (рис. 2) представляет собой массу, соединенную параллельно-последовательной упруго-демпферной связью с вибрирующим основанием. Пренебрегая массой лепестков и демпфированием в газовом слое между ротором и лепестками (рис. 2б), проведено аналитическое исследование колебаний на предмет их минимизации.

Рассмотрены абсолютные колебания массы и колебания массы относительно вибрирующего основания.

Показано, что абсолютная амплитуда колебания массы минимальна

Рис. 2. Расчетная модель ЛГП.

m_1 - масса ротора,
 K_1, B_1 - жесткость и демпфирование в газовом слое,

m_2 - масса пакета лепестков,
 K_2, B_2 - жесткость и демпфирование в пакете лепестков.

при безразмерном демпфировании в пакете лепестков равном $\delta_{опт} = \sqrt{0,5\alpha + 0,5 + \alpha^2}$, где $\delta = B_2 / \sqrt{K_2 \cdot m_1}$, $\alpha = K_1 / K_2$.

Работоспособность ЛГП при внешней вибрации в большей степени зависит от амплитуды колебаний массы относительно вибрирующего основания. Условия минимизации этих колебаний не удалось получить в простом виде.

Трансцендентное уравнение решено графически (рис. 3).

Анализ уравнения показал слабую зависимость оптимального коэффициента демпфирования от отношения жесткостей α , что

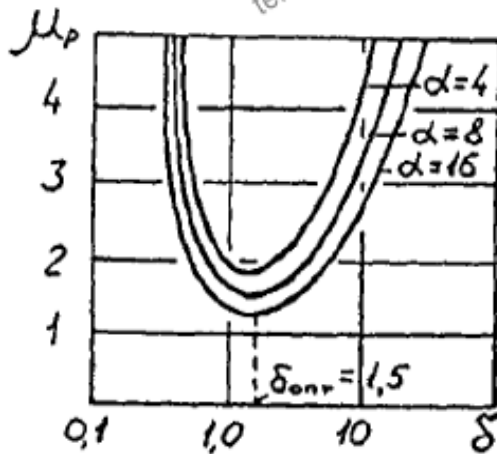


Рис. 3. Коэффициент динамичности ЛПП на резонансе.

Исследовано влияние конструктивных параметров ЛПП на эти динамические характеристики, отмечены характеристики, определяющие работоспособность ЛПП. К ним относятся минимальная толщина h_{min} газового слоя между цапфой ротора и лепестками на рабочей частоте вращения и момент $M_{тр}$ сухого трения ротора в ЛПП при запуске, который определяет потребный вращающий момент. Исследовано влияние таких параметров как эксцентриситет ϵ , толщина лепестка δ_0 , длина лепестка l , основной радиус кривизны лепестка τ_a и монтажный зазор c . Расчет характеристик проводился с использованием программы, разработанной Челябинским политехническим институтом совместно с НИИ "Наука".

Вычисления показали, что в рабочем диапазоне изменения эксцентриситета нагрузочная характеристика близка к линейной, а жесткость пакета лепестков

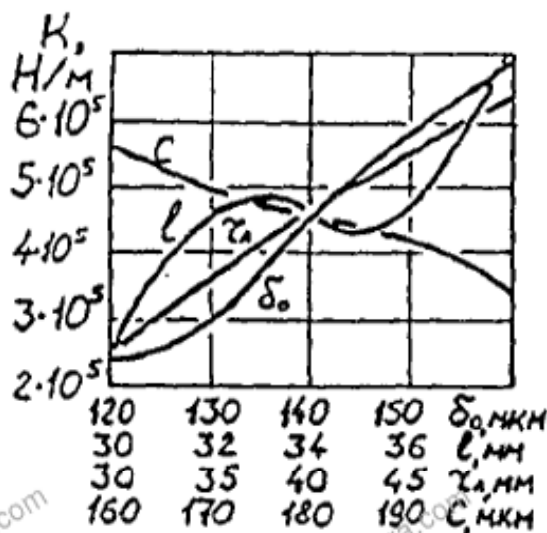


Рис. 4. Жесткость пакета лепестков ЛПП диаметром 50 мм.

позволило принять значение оптимального демпфирования постоянным и равным 1,5. Небольшое превышение данного демпфирования над оптимальным для больших незначительно сказывается на амплитуде колебаний.

Проведенный анализ позволил оптимизировать динамические характеристики ЛПП. В дальнейшем исследовано влияние конструктивных параметров ЛПП на эти динамические характеристики, отмечены характеристики, определяющие работоспособность ЛПП. К ним относятся минимальная толщина h_{min} газового слоя между цапфой ротора и лепестками на рабочей частоте вращения и момент $M_{тр}$ сухого трения ротора в ЛПП при запуске, который определяет потребный вращающий момент.

Исследовано влияние таких параметров как эксцентриситет ϵ , толщина лепестка δ_0 , длина лепестка l , основной радиус кривизны лепестка τ_a и монтажный зазор c . Расчет характеристик проводился с использованием программы, разработанной Челябинским политехническим институтом совместно с НИИ "Наука".

Вычисления показали, что в рабочем диапазоне изменения эксцентриситета нагрузочная характеристика близка к линейной, а жесткость пакета лепестков меняется незначительно. Рост жесткости пакета лепестков (рис. 4) при увеличении толщины, длины или радиуса кривизны лепестка или уменьшении монтажного зазора приводит в этих случаях к возрастанию момента трения ротора при запуске и к снижению минимального зазора между лепестком и валом. Даны оценки гидродинамического демпфирования в межлепест-

ковых ваворах, фрикционного трения в пакете лепестков и гистерезисного демпфирования. Преобладающим является гидродинамическое демпфирование. Установлено, что выбор оптимальных значений геометрических параметров ЛПП должен производиться по их влиянию на виброустойчивость и работоспособность ЛПП.

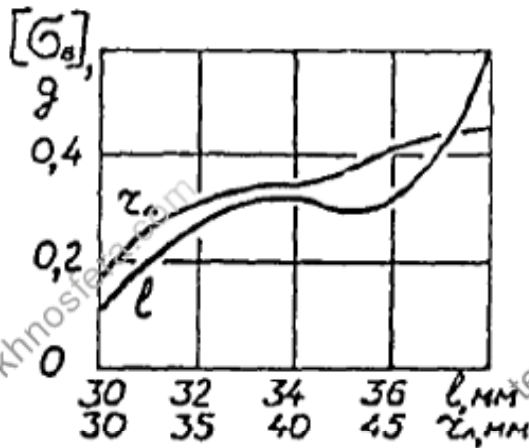


Рис. 5. Допустимая виброперегрузка ЛПП диаметром 50 мм и радиус кривизны лепестка при статич. нагрузке 3,2 кг. (рис. 5). Для подшипника диаметром 50 мм лучшей виброустойчивостью обладает ЛПП с длиной лепестка 38 мм и радиусом кривизны 40 мм (до 0,63 г на резонансной частоте при статической нагрузке 3 кг). Анализ показал, что демпфирование в пакете лепестков значительно меньше оптимального.

Разработана методика анализа вынужденных колебаний системы жесткий ротор-упругодемпферные опоры с применением электро-механической аналогии. По расчетной модели построена электрическая цепь-аналог, описана программа расчета методом расширенного анализа узлов, приведены результаты расчетов. Наиболее сильное влияние на виброустойчивость оказывает длина лепестка

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЛПП

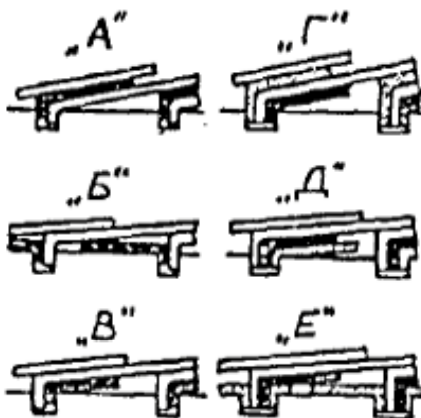


Рис. 6. Конструкции ЛПП.

Дальнейшие исследования ЛПП по увеличению виброустойчивости выполнено в ходе экспериментальных работ. Предложены конструкции ЛПП (рис. 6) с укороченными дополнительными лепестками, установленными в различных положениях в пакете лепестков.

Для определения жесткости пакета лепестков в зависимости

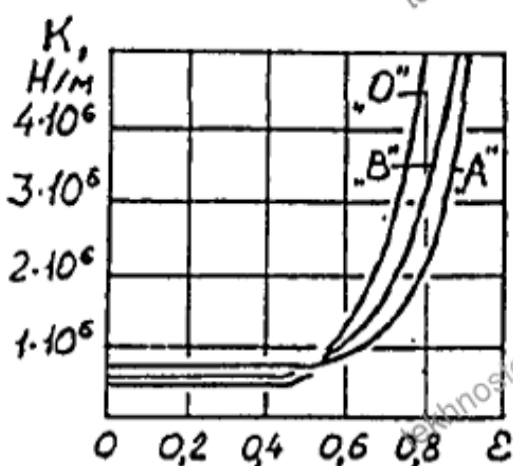


Рис. 7. Статическая жесткость ЛПГ (эксперимент).

ЛПГ диаметром 50 мм без дополнительных лепестков с длиной лепестка 37,3 мм имеет жесткость 0,59 Н/мм, что на 6 % превышает полученное ранее расчетное значение. Линейность нагрузочной характеристики сохраняется до относительного эксцентриситета 0,5...0,6 (рис. 7).

Динамические испытания ЛПГ проводились на установке, состоящей из корпуса с установленным в нем на двух подшипниках жестким ротором. В корпусе размещены также бесконтактные емкостные датчики перемещения, датчик частоты вращения и датчик вибрационной перегрузки. Привод ротора осуществлен воздушной турбиной. Конструкция установки обеспечила возможность замены

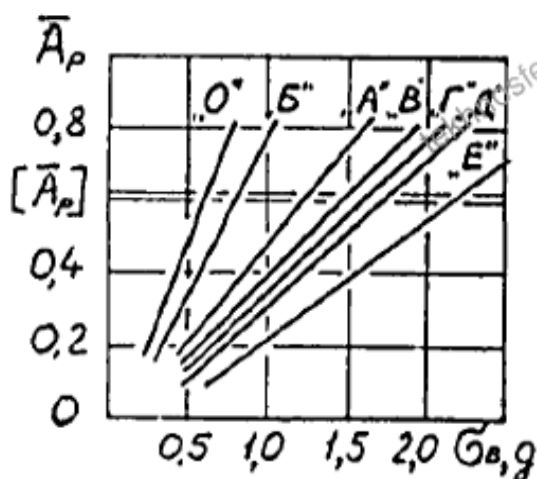


Рис. 8. Виброиспытания ЛПГ

ЛПГ. Дана зависимость от внешней виброперегрузки приведенной резонансной амплитуды колебаний, которая определяется отношением амплитуды колебаний ротора относительно втулки подшипника на резонансе к монтажному зазору в подшипнике. Для ис-

от эксцентриситета проведена серия экспериментов на установке, позволившей замерить статические нагрузочные характеристики подшипников без вращения ротора. Нагружение вала проводилось изменением давления в двух пневмоцилиндрах. Существенного влияния дополнительных лепестков на жесткость не обнаружено.

ЛПГ диаметром 50 мм без дополнительных лепестков с длиной лепестка

37,3 мм имеет жесткость 0,59 Н/мм, что на 6 % превышает полученное ранее расчетное значение. Линейность нагрузочной характеристики сохраняется до относительного эксцентриситета 0,5...0,6 (рис. 7).

ЛПГ без разборки ротора, что сохраняло постоянным остаточный дисбаланс ротора. Вибрационное возмущение задавалось вибростендом при ступенчатом изменении частоты с 30 до 200 Гц с интервалом 10 Гц. Виброперегрузка на корпусе поддерживалась постоянной.

На рис. 8 приведены сравнительные результаты виброиспытаний ЛПГ. Дана зависимость от внешней виброперегрузки приведенной резонансной амплитуды колебаний, которая определяется отношением амплитуды колебаний ротора относительно втулки подшипника на резонансе к монтажному зазору в подшипнике. Для ис-

На рис. 8 приведены сравнительные результаты виброиспытаний

ЛПГ. Дана зависимость от внешней виброперегрузки приведенной резонансной амплитуды колебаний, которая определяется отношением амплитуды колебаний ротора относительно втулки подшипника на резонансе к монтажному зазору в подшипнике. Для ис-

следованных ЛПП характерна линейная зависимость амплитуды колебаний на резонансе от вибропегрузки, что свидетельствует о постоянстве динамических коэффициентов ЛПП при умеренных уровнях возбуждения.

Как показали испытания, предельная виброустойчивость ротора в ЛПП без дополнительных лепестков на резонансной частоте составляет 0,6 г. Полученное ранее расчетное значение 0,52 г отличается от экспериментального на 13 %. ЛПП варианта "Б" не дает существенного увеличения предельной виброустойчивости (0,8 г), что связано с малой подвижностью дополнительного лепестка, ввиду его зажима основным лепестком. Хорошие результаты дает ЛПП варианта "А" (1,25 г). ЛПП варианта "В" оказался лучшим. Виброустойчивость ротора в данном подшипнике составила 1,5 г. ЛПП с двумя дополнительными лепестками вариантов "Г" и "Д" позволили повысить виброустойчивость до 1,65 г и 1,75 г соответственно. ЛПП варианта "Е" дает наивысшую виброустойчивость из испытанных подшипников (2,25 г). Конструкция не ухудшила газодинамические свойства подшипника.

Дальнейшие вибрационные испытания ЛПП проведены в составе трехколесного турбохолодильника системы кондиционирования воздуха самолета ТУ-204. Для сравнительных испытаний были выбраны подшипники вариантов "А", "В" и "Е".

Особенностью испытаний турбохолодильника явилось плавное изменение частоты вибровозбуждения вибростенда ST-5000/300. Скорость сканирования частоты поддерживалась постоянной устройством автоматического регулирования. Вибропегрузка на корпусе турбохолодильника замерена с помощью пьезодатчика KD-35. Для устранения помех, вносимых аэродинамическим шумом турбохолодильника, сигнал от пьезодатчика предварительно проходит фильтр низких частот. Амплитуды колебаний ротора замерены двумя встроенными индуктивными датчиками перемещения с преобразователями НПП "Наука". Замена емкостных на индуктивные датчики позволила увеличить установочный зазор между датчиком и ротором до 1 мм, улучшила линейность характеристики датчика. Сигнал с индуктивных датчиков поступал на анализатор спектра С4-75 и далее на интегратор Я4С-78, в котором происходило запоминание максимальной амплитуды на каждой из частот. Резуль-

таты выводились на самописец Robotron-02013.

В процессе испытаний были получены амплитудно-частотные характеристики ротора в ЛГП при частотах вращения 0, 8500, 15000, 30000, 36000 об/мин и виброперегрузках до 2 g. Применение в турбохолодильнике подшипников типа "А" обеспечило виброустойчивость до 1,25 g. Изменение места установки дополнительного лепестка по типу "В" увеличило виброустойчивость до 1,5 g. Применение подшипника с тремя подкладными лепестками по типу "Е" обеспечивает увеличение виброустойчивости до 1,75 g.

Сравнение результатов испытаний подшипников на экспериментальной установке и в турбохолодильнике показывает, что виброустойчивость подшипников типа "А" и "В" осталось без изменений. В то время как виброустойчивость подшипника типа "Е" в турбохолодильнике снизилась с 2,25 g до 1,75 g.

РАЗРАБОТКА ТУРБОМАШИН С ЛГП ПОВЫШЕННОЙ ВИБРОУСТОЙЧИВОСТЬЮ

Результаты научно-исследовательской работы позволили создать лепестковые газодинамические опоры повышенной виброустойчивости, что открывает новые пути совершенствования высокоскоростных малых турбомашин.

С 1987 года ведутся исследовательские испытания турбохолодильника системы кондиционирования воздуха пассажирского самолета ТУ-204. В турбохолодильнике применены ЛГП варианта "А". Ускоренные ресурсные испытания проведены в режиме "пуск-останов" (2000 пусков). Летные испытания на самолете составили 500 часов. В 1989-92 годах выполнен ряд демонстрационных полетов (Ле Бурже, Фарнборо др.). В 1990 году в турбохолодильнике подшипники заменены на вариант "В". Ресурсные испытания лидерного турбохолодильника на стенде составили 7000 пусков. В 1991 году два турбохолодильника проходили летные испытания на самолете ТУ-204. Нарботка каждого составило около 1000 часов. С 1991 года турбохолодильники выпускаются серийно.

Большие работы ведутся по изготовлению турбогенераторов-компрессоров замкнутых энергоустановок. В 1988-89 годах на НПП "Наука" совместно с МВТУ им. Н.Э.Баумана изготовлены и переданы на стендовые испытания турбогенератор-компрессор мощ-

ностью 3 кВт, в котором применены ЛГП варианта "А" и динамический имитатор улучшенного блока турбогенератора-компрессора. Результаты их исследований подтвердили целесообразность использования лепестковых газовых опор в турбогенераторах-компрессорах. С 1990 года идут испытания турбогенератора-компрессора в составе стенда МВТУ им. Н.Э.Баумана, в котором применен роторный узел динамического имитатора. Начата разработка турбогенератора-компрессора мощностью 15 кВт, ЛГП варианта "В".

В 1990 году совместно с НАМИ разработана и изготовлена партия турбонагнетателей с ЛГП варианта "В" для наддува автотракторных дизелей, что позволит увеличить мощность и экономичность двигателя, снизить токсичность выхлопа, снизить расход масла, увеличить ресурс и теплостойкость. В настоящее время идут испытания в составе стенда НПО НАМИ.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Использование лепестковых газовых опор дает новый импульс к совершенствованию машин и механизмов. Основной областью применения ЛГП являются малые турбомшины.

В ЛГП без дополнительных лепестков не удастся достичь значительного увеличения виброустойчивости. Проведенные расчеты показали, что для ЛГП диаметром 50 мм виброперегрузка 0,5...1,0 g является предельной.

Повышение виброустойчивости до 2,25 g получено в конструкции ЛГП с дополнительными лепестками (вариант "Е").

По работе можно сделать следующие выводы.

1. Получено оптимальное соотношение динамических характеристик ЛГП, обеспечивающих минимальные колебания ротора.

2. Дан анализ влияния конструктивных параметров ЛГП на его характеристики и амплитуду колебаний ротора в ЛГП при воздействии внешней вибрации.

3. Разработана методика использования электромеханической аналогии для расчета колебаний роторной системы с ЛГП.

4. Предложены новые конструкции ЛГП с дополнительными лепестками, экспериментально определены их статические и динамические характеристики.

5. Разработан стенд и проведены динамические испытания турбохолодильника с ЛГП

6. Результаты проведенного исследования нашли применение при проектировании малых турбомашин: турбохолодильников системы кондиционирования самолета, турбогенератора-компрессора замкнутой системы энергоснабжения, турбоагнетателей наддува двигателей внутреннего сгорания.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. Демпфирование в лепестковом газовом подшипнике. - В кн.: Трение и смазка в машинах. Тезисы докладов Всесоюзной конференции. Челябинск, 1983, ч. I, с143-144 (в соавторстве с Брагиным А. Н.).

2. Повышение надежности опор с лепестковыми газовыми подшипниками высокоскоростных турбохолодильников. - В кн.: Тезисы докладов XVIII НТК молодых специалистов и членов НТО Киевского механического завода им. О. К. Антонова. Киев, 1987г., с98. ДСП.

3. Динамические характеристики ротора турбомшины на лепестковых газовых опорах. - В кн.: Газотурбинные и комбинированные установки. Тезисы докладов Всесоюзной конференции. Москва, 1987г., с197 (в соавторстве с Брагиным А. Н., Захаровой Н. Е.). ДСП.

4. Стенд для исследования трибохарактеристик материалов. Авторское свидетельство СССР N 1478806, кл. G 01 N 3/56, 1987 (в соавторстве с Брагиным А. Н., Зотовым С. Н., Стояновым В. А.).

5. Устройство гашения виброколебаний газодинамического подшипника. Авторское свидетельство. N 1555556, кл. F 16 C 27/02, 1988 (в соавторстве с Брагиным А. Н.).

6. Газодинамическая опора. Авторское свидетельство СССР N 1625123, кл. F 16 C 27/02, 1989г (в соавторстве с Брагиным А. Н., Маханьковым Е. П.). ДСП.

7. Повышение виброустойчивости лепестковых газовых подшипников. - В кн.: Газовая смазка в машинах и приборах. Тезисы докладов Всесоюзного научно-координационного совещания. 18-20 сентября 1989г. гг. Ростов-на-Дону - Новороссийск. Москва, 1989г., с.128 (в соавторстве с Семеновым А. А., Брагиным А. Н.).

8. Трехколесный турбохолодильник с лепестковыми газовыми

опорами. В кн.: Прогрессивные материалы, технологии и конструкции в машино- и приборостроении. Тезисы докладов региональной научно-технической конференции. Калуга, 1990г., с.12-13 (в соавторстве с Тишиным И. В., Брагиным А. Н., Маханьковым Е. П., Морозовым Г. В.).

9. Лепестковые газовые опоры для малых турбомашин. - В кн.: Прогрессивные материалы, технологии и конструкции в машино- и приборостроении. Тезисы докладов региональной научно-технической конференции. Калуга, 1990, с12 (в соавторстве с Брагиным А. Н.).

10. Моделирование динамических процессов ротора с лепестковыми газовыми опорами. - В кн.: Надежность роторных систем с опорами на газовой смазке. Тезисы докладов школы-семинара. Новороссийск, 1-5 октября 1990г. Москва, 1990, с69 (в соавторстве с Брагиным А. Н.).

11. Упругодеформируемые газовые опоры в малых турбомашинах. - В кн.: Контактная гидродинамика. Тезисы докладов V Всесоюзной конференции. 18-20 июня 1991г. Самара, 1991, с80 (в соавторстве с Брагиным А. Н., Маханьковым Е. П.).

12. Исследование динамических процессов в роторной системе с упругодемпферными опорами методом электромеханической аналогии. - В кн.: Проектирование и технология изготовления газовых опор экологически чистых машин. Тезисы докладов школы-семинара. Ростов-на-Дону, 9-14 сентября 1991г. Москва, 1991, с3 (в соавторстве с Брагиным А. Н.).