НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

На правах рукописи

УДК 621.56/.59

Звонарев Павел Николаевич

РАЗРАБОТКА МЕТОДА РАСЧЕТА РАДИАЛЬНЫХ УПРУГОГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ С ПРЕДВАРИТЕЛЬНО НАПРЯЖЕННЫМИ ЛЕПЕСТКАМИ ДЛЯ МАЛЫХ ТУРБОМАШИН НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ УСТАНОВОК

05.04.03 – Машины, аппараты и процессы холодильной и криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Москва, 2005

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор Пешти Ю.В.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор Калнинь И.М.

кандидат технических наук, доцент Никулин Н.К.

Ведущее предприятие: ОАО НПО «Наука»

Защита диссертации состоится « 30 » ноября 2005 г. в 14 час. 30 мин. на заседании Диссертационного совета Д 212.141.16 при Московском государственном техническом университете им. Н. Э. Баумана по адресу: 107005, Москва, Лефортовская набережная, д. 1., корпус «Энерго–машиностроение».

Ваш отзыв на автореферат в одном экземпляре, заверенный печатью, просим высылать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н. Э. Баумана.

Автореферат разослан «21» октября 2005 г.

Ученый секретарь
Диссертационного совета Д 212.141.16
кандидат технических наук, доцент /Глухов

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана
1738156
Звонарев П.Н. Разработка м

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Развитие современного машиностроения связано с ростом скорости вращения роторов, но при этом растет виброактивность машин. Снижение виброактивности и повышение надежности машин эффективно достигается применением подшипников с газовой смазкой, особенно для малых турбомашин. Особенно перспективно применение газовой смазки в низкотемпературном машиностроении. Это обусловлено несомненными преимуществами подшипников на газовой смазке по сравнению с другими типами подшипников.

Однако, несмотря на очевидные достоинства опор с газовой смазкой, их распространение в энергетическом машиностроении идет относительно медленно, из–за недостаточного уровня знаний в области проектирования, изготовления и эксплуатации опор с газовой смазкой. Использование турбомашин с подшипниками на газовой смазке в специальных энергетических установках, в бортовом оборудовании самолетов, космических системах обусловило закрытый характер исследований опытно–конструкторских работ. Лишь немногие из полученных результатов описаны в технической литературе. К тому же в ней недостаточное внимание уделяется численным методам расчета подшипников с газовой смазкой. В то же время, программы расчета характеристик подшипников с газовой смазкой, доведенные до конкретных числовых результатов, становятся "товаром" и воспользоваться ими затруднительно.

Альтернативой газовой смазке могут служить магнитные подшипники. Но практика показала, что в настоящее время из–за сложности, ненадежности и дороговизны магнитных систем, они пока не могут конкурировать с газовой смазкой, особенно в небольших по размерам высокооборотных турбомашинах низкотемпературных установок.

Наиболее виброустойчивыми газовыми подшипниками являются упругогазодинамические (УГД) подшипники, поэтому в данной работе основное внимание уделено именно этому типу подшипников. При малых мощностях на валу малой турбомашины, бывает проблематичным, а иногда невозможным, пуск машины из состояния покоя: момент "сухого" трения $M_{тр}$ пакетов лепестков в покое превышает вращающий момент $M_{вр}$ на рабочем колесе. Это особенно актуально для центробежных компрессоров с приводом от асинхронного двигателя, который имеет очень низкий крутящий момент при пуске. Данная работа посвящена методам снижения $M_{тр}$ при пуске турбомашины из состояния покоя, что позволит создать новые установки.

Важнейшим условием надежности технических устройств с газовыми подшипниками является их динамическая устойчивость, особенно для высокооборотных турбомашин. В данной работе рассматриваются методы, позволяющие прогнозировать момент наступления неустойчивости вращения ротора в радиальных УГД лепестковых опорах с газовой смазкой.

МГТУ
ИМ. Н. Э. БАУМАНА
БИБЛИОТЕКА

Цель работы – разработка метода расчета основных характеристик (несущей способности, момента газодинамического трения, коэффициентов жесткости и демпфирования) и предельной частоты вращения ротора ($\omega_{пр}$) в радиальных УГД подшипниках с предварительно напряженными лепестками для малых турбомашин низкотемпературных установок.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие основные задачи:

1. Разработать физическую и математическую модели работы радиального УГД подшипника с предварительно напряжёнными лепестками с учетом современных математических методов и новых компьютерных технологий.
2. Разработать методики определения основных характеристик – несущей способности, момента газодинамического трения, коэффициентов жесткости и демпфирования для радиального УГД лепесткового подшипника с предварительно напряжёнными лепестками.
3. Разработать метод прогнозирования устойчивости вращения ротора турбомашины ($\omega_{пр}$) в радиальном УГД подшипнике с предварительно напряжёнными лепестками.
4. Сопоставить полученные теоретические данные с экспериментальными исследованиями, подтверждающими корректность решения поставленных задач.
5. Внедрить результаты исследований диссертационной работы в народное хозяйство России.

Методы исследования. Использовались теоретические методы исследования основных характеристик радиального УГД лепесткового подшипника. При выводе теоретических зависимостей применялись уравнения Навье–Стокса, неразрывности, энергии, Рейнольдса, математические методы установления, расщепления, прогонки и критерии устойчивости Рауса–Гурвица. Для подтверждения теоретических выводов проводились сравнения теоретических исследований с известными экспериментальными данными.

Научная новизна.

- Для конечно–разностной аппроксимации уравнения Рейнольдса реализован метод расщепления по координатам и метод установления.
- Впервые:
  - рассчитаны и представлены интегральные характеристики радиального УГД подшипника с предварительно напряженными лепестками – несущая способность и момент газодинамического трения;
  - предложен метод по расчету силы предварительного нагружения лепестков, позволяющий исключить явление флаттера;

- предложен метод по расчету формы лепестка в свободном состоянии, позволяющий получить требуемую геометрию и силу предварительного нагружения лепестка в собранном подшипнике;
- исследовано влияние силы предварительного нагружения лепестков и их количества на частоту "всплытия" ротора;
- получены формулы для расчета коэффициентов жесткости и демпфирования радиального УГД подшипника как без, так и с учетом силы предварительного нагружения лепестков;
- разработан метод прогнозирования устойчивости вращения ротора турбомашины (предельной частоты вращения) в радиальном УГД подшипнике как без, так и с предварительно напряженными лепестками;
- разработана методика моделирования радиальных УГД лепестковых подшипников с предварительно напряженными лепестками с использованием теории подобия.

Практическая значимость и реализация результатов работы.

1. Применение радиальных УГД подшипников с предварительно напряженными лепестками в турбомашинах взамен подшипников с несжимаемой смазкой приведет к уменьшению потерь на трение в подшипниковых узлах и, как следствие, увеличению КПД низкотемпературной установки, исключению из установки системы масляной смазки (насос, фильтры и т.д.), а также сделает экологичными установки, которые работают по разомкнутому циклу. Кроме этого, предлагаемая конструкция подшипника позволяет снизить момент трения при пуске турбомашины из состояния покоя (создать новые конструкции турбомашин), а также снизить частоту "всплытия" и увеличить предельную частоту вращения ротора.
2. Разработанный метод позволяет рассчитывать радиальные УГД подшипники как без, так и с предварительно напряженными лепестками в широком диапазоне задания рабочих параметров, без дополнительного эксперимента, с высокой достоверностью результатов расчета.
3. Разработан метод, позволяющий по ранее рассчитанным подшипникам моделировать подшипники других типоразмеров и на другие рабочие параметры.
4. Разработаны радиальные УГД лепестковые подшипники для нескольких конструкций турбомашин.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались и обсуждались на конференциях:

- восьмой международной научно–технической конференции студентов и аспирантов, МЭИ, 2002;
- девятой международной научно–технической конференции студентов и аспирантов, МЭИ, 2003;

- десятой международной научно–технической конференции студентов и аспирантов, МЭИ, 2004;

а также на заседании кафедры "Холодильной, криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения" МГТУ имени Н.Э. Баумана.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка используемой литературы, включающего наименование работ отечественных и зарубежных авторов и приложений. Общий объем диссертации 201 с., в т.ч. 117 с. машинописного текста, 74 рис., 2 таблицы и приложений на 10 с.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении показана актуальность работы.

В первой главе произведен анализ основных видов существующих УГД лепестковых подшипников. Осевые подшипники не рассматривались, так как на устойчивость вращения ротора, являющуюся одним из основных требований нормальной работы турбомашины с газовыми подшипниками, как показала практика, в основном влияют радиальные подшипники. Анализ показал, что применение лепестковых подшипников, которые с усилием обжимают цапфу вала, требует значительных пусковых моментов на преодоление момента трения покоя, что является очень важным для малых турбомашин с ограниченной мощностью на валу. Необходимым условием успешного запуска турбомашины является наличие такого электродвигателя или привода, который имеет крутящий момент больше, чем момент трения покоя (рис. 1), т.е. момент страгивания ротора из состояния покоя в УГД лепестковых подшипниках. В противном случае запуск турбомашины не только невозможен, но и может привести к серьезным повреждениям и выходу из строя всей турбомашины. Как показал литературно–патентный обзор, существуют различные технические решения, позволяющие снизить момент трения при страгивании роторов с радиальными УГД лепестковыми подшипниками из состояния покоя. Однако, все существующие конструктивные решения достаточно сложно осуществить, особенно в малых турбомашинах, поэтому предлагается подшипник с лепестками, предварительно напряженными радиальными силами упругости (рис. 2). Предложенный подшипник имеет форму рабочего зазора подобную ленточному УГД подшипнику, поэтому в работе произведен обзор методов расчета как лепестковых, так и ленточных УГД подшипников. Обзор отечественной и иностранной литературы показал, что все рассмотренные методики расчета содержат грубые допущения, не носят универсального характера и поэтому недостаточны для прямого использования. В одной части работ расчеты ведутся по неопубликованным программам для ЭВМ, в другой – по аналитическим зависимостям, полученным путем линеаризации уравнения газовой смазки. Кроме этого в литературе отсутствуют методики, позволяющие

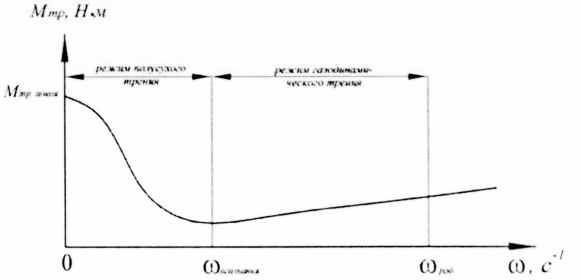


Рис. 1. Разгонная характеристика ротора турбомашины, опирающегося на радиальные УГД лепестковые подшипники

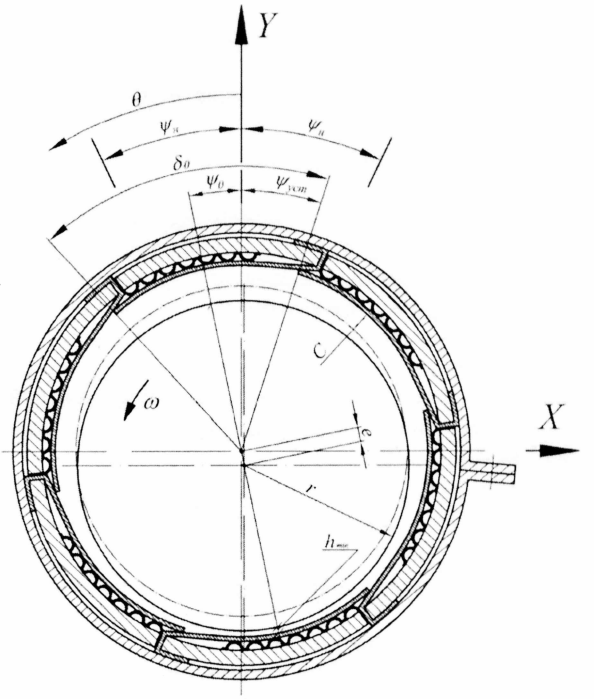


Рис. 2. Геометрия радиального УГД подшипника с предварительно напряженными лепестками

определить предельную частоту вращения ротора в радиальных УГД лепестковых подшипниках ($\omega_{пр}$), т.е. предел устойчивой работы турбомашины в газовых опорах этого вида.

На основании проведенного литературного обзора была сформулирована цель работы, а также задачи, которые необходимо решить для ее достижения.

Во второй главе описывается математическая модель работы радиального УГД подшипника с предварительно напряженными лепестками. Для получения основных характеристик всего подшипника необходимо рассмотреть все лепестки. Для получения профиля давления на каждом лепестке решается система из уравнения Рейнольдса (полученное из уравнения Навье–Стокса – уравнения механики ламинарных потоков сжимаемого вязкого газа при малых числах Рейнольдса совместно с уравнением неразрывности) и уравнения для высоты смазочного слоя при следующих допущениях:

1. режим течения газа по рабочему зазору ламинарный, силами инерции пренебрегаем;
2. режим течения газа по рабочему зазору изотермический;
3. течение газа стационарное;
4. шероховатость рабочих поверхностей мала и не влияет на течение газа в рабочем зазоре;
5. течение газовой смазки принимается сплошным;
6. вязкость смазки сохраняет свое неизменное значение во всей области течения, а также по высоте зазора, т.е. принимаем $\mu = const$;
7. жесткость гофрированной ленты равномерно распределена и постоянна по всей поверхности подшипника и не зависит от суммы деформаций гофров;
8. лепесток не деформируется относительно гофров, т.е. не прогибается во впадины между гофрами, но повторяет их деформацию;
9. прогиб гофра под действием силы зависит только от локального эффекта, т.е. от силы, действующей непосредственно в данной конкретной точке.

В безразмерном виде в цилиндрических координатах уравнение Рейнольдса имеет вид

$$\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\bar{h}^3\bar{p}\frac{\partial\bar{p}}{\partial\theta}\right)+\frac{r^2}{L^2}\frac{\partial}{\partial\bar{z}}\left(\bar{h}^3\bar{p}\frac{\partial\bar{p}}{\partial\bar{z}}\right)=\Lambda\frac{\partial(\bar{p}\bar{h})}{\partial\theta}, \qquad (1)$$

где $\bar{z}=\frac{z}{L}$; $\bar{h}=\frac{h}{C}$; $\bar{p}=\frac{p}{p_a}$; $\Lambda=\frac{6\mu\omega}{p_a}\left(\frac{r}{C}\right)^2$,

p – текущее давление газа в слое смазки, Па,

p_a – давление среды, окружающей подшипник, Па,

z – координата в осевом направлении лепестка, м,

L – осевая длина лепестка, м,

μ – динамическая (абсолютная) вязкость, Па·с;

ω – угловая скорость, $с^{-1}$.

Это уравнение решается точно численными методами с граничными условиями, соответствующими данному типу подшипника, при этом уравнение (1) аппроксимируется через конечно–разностные аналоги по девятиточечному шаблону и решается методом расщепления и установления.

Высота смазочного слоя для каждого лепестка определяется исходя из геометрии подшипника, представленного на рис. 2. Высота смазочной пленки изменяется как вследствие наличия эксцентриситета, так и прогиба гофра под действием сил газодинамического давления, т.е.

$$h_i = h_i(e) + h_i(\bar{p}). \tag{2}$$

Высота зазора, определяемая наличием эксцентриситета, определяется как

$$\theta_i \in [0, \theta_л], \qquad h_i(e) = \frac{R_л}{\cos(\theta_л - \theta_i)} - r + e \cdot \cos(\theta - \psi_0), \tag{3}$$

$$\theta_i \in (\theta_л, \delta_0], \qquad h_i(e) = R_л - r + e \cdot \cos(\theta - \psi_0). \tag{4}$$

Высота смазочного слоя, определяемая прогибом гофра, под действием сил газодинамического давления (рис. 3), равна

$$h_i(\bar{p}) = \frac{2 p_a s_z (1 - \nu^2)}{E} \left(\frac{l_z}{t_z} \right)^3 (\bar{p}_{ср\,i} - 1). \tag{5}$$

Особенностью расчета давления в смазочном слое является упругость одной из границ профилированного канала, а именно лепестка и гофрированной ленты, поэтому расчет ведется итерационно. Для начальной высоты смазочного слоя и рабочей частоты вращения ротора, определяется из численного решения уравнения Рейнольдса профиль газодинамического давления. С учетом нагрузки от сил газодинамического давления, подсчитывается новая высота смазочного слоя. Расчет ведется до тех пор, пока не будет выполняться условие, означающее близость значений высоты смазочного слоя на двух соседних итерациях.

Для рассчитываемого эксцентриситета из уравнения Рейнольдса и уравнения высоты смазочного слоя при соответствующих граничных условиях, находятся профили распределения давления для каждого лепестка. После чего определяются основные интегральные характеристики подшипника.

Проекции на оси x, y (рис. 2) вектора несущей способности лепестка с номером $k_{леп}$, рассчитываются в безразмерном виде

$$\bar{W}x_{k_{леп}} = \int_0^{\delta_0} \int_0^1 (\bar{p} - 1) \sin(\theta) d\theta d\bar{z}, \tag{6}$$

$$\bar{W}y_{k_{леп}} = -\int_0^{\delta_0} \int_0^1 (\bar{p} - 1) \cos(\theta) d\theta d\bar{z}. \tag{7}$$

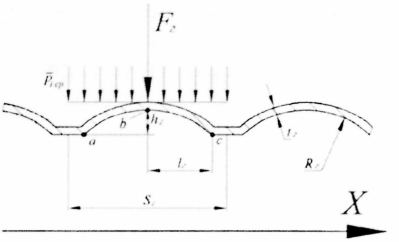


Рис. 3. Геометрия и схема нагружения гофрированной ленты

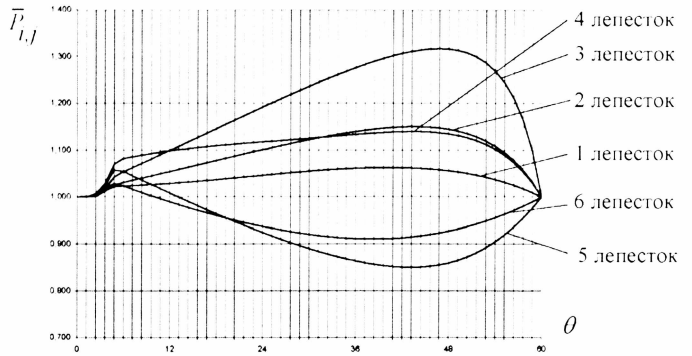


Рис. 4. Профили давления в момент "всплытия" ротора по углу θ при *L/2*

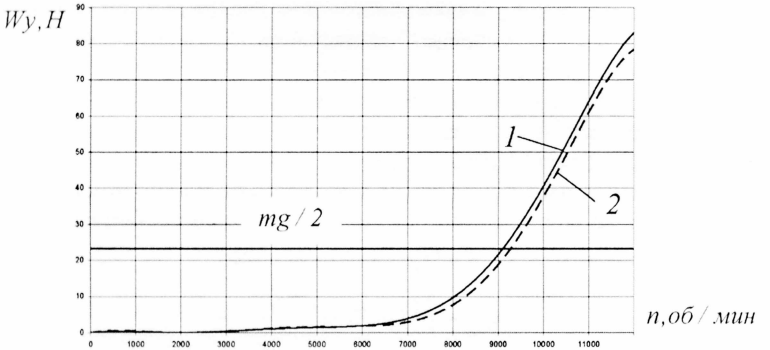


Рис. 5. Несущая способность радиального УГД лепесткового подшипника в момент "всплытия" ротора: *1* – лепестки под воздействием силы предварительного нагружения; *2* – лепестки без воздействия силы предварительного нагружения

Безразмерная несущая способность всего подшипника рассчитывается следующим образом

$$\bar{W} = \frac{W}{p_a L r} = \sqrt{\left(\sum_{k_{леп}=1}^{n_л} \bar{W}x_{k_{леп}} \right)^2 + \left(\sum_{k_{леп}=1}^{n_л} \bar{W}y_{k_{леп}} \right)^2}. \quad (8)$$

Угол нагрузки равен

$$tg\ \psi_н = \frac{\bar{W}x}{\bar{W}y}. \quad (9)$$

Момент газодинамического трения лепестка с номером $k_{леп}$, рассчитывается в безразмерном виде

$$\bar{T}_{k_{леп}} = -\int_0^{\delta_0} \int_0^1 \left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \cdot \frac{\bar{h}}{2} + \frac{\Lambda}{6\bar{h}} \right) d\bar{z} d\theta. \quad (10)$$

Безразмерный момент газодинамического трения всего подшипника определяется как

$$\bar{T} = \frac{T}{p_a r L C} = \sum_{k_{леп}=1}^{n_л} \bar{T}_{k_{леп}}. \quad (11)$$

Используя значения несущей способности подшипника определяется равновесное положение ротора, т.е. положение при котором суммарная реакция смазочного слоя (несущая способность) $n_{подш}$ радиальных УГД подшипников по оси OY уравновешивает массу ротора (m), а именно

$$Wy(e_{равн},\ \omega_{раб}) = \frac{mg}{n_{подш}}. \quad (12)$$

На рис. 4 приведены характерные пространственные профили давления в сечении $L/2$ по углу θ в момент "всплытия" ротора для турбомашины, имеющей радиальные УГД подшипники с шестью лепестками. Из которых следует, что в момент "всплытия" ротора, на *5* и *6* лепестках образуются зоны пониженного давления (разряжения), которые приводят к явлению флаттера, т.е. вероятного прикасания концов лепестков к ротору, что может привести к их обгоранию и выходу подшипников из строя. Для исключения этого предлагается нагружать лепестки силой предварительного нагружения, т.е. силой с которой концы лепестков воздействуют друг на друга. Кроме этого, как показали расчеты, конструкция с предварительным нагружением лепестков позволяет уменьшить частоту "всплытия" ротора (рис. 5). Это объясняется наличием зон пониженного давления, за счет чего увеличивается общая несущая способность подшипника.

В работе предложена методика по расчету силы предварительного нагружения лепестков, а также методика по расчету формы лепестка в свободном состоянии, т.е. при его изготовлении, позволяющая получить требуемую геометрию и силу предварительного нагружения лепестка в

собранном подшипнике. Требуемая форма придается лепестку при термообработке в печи.

По разработанной методике была составлена программа для ПЭВМ на алгоритмическом языке Turbo Pascal по расчету основных интегральных характеристик радиального УГД подшипника с предварительно напряженными лепестками, а также равновесного положения ротора, силы предварительного нагружения и формы лепестка в свободном состоянии.

Для оценки корректности решения поставленной задачи, произведены расчеты различных экспериментально исследованных радиальных УГД лепестковых подшипников. Различия расчетов с известными экспериментальными данными (по несущей способности, моменту газодинамического трения, частоте "всплытия" ротора) не превышают *11%*.

В третьей главе рассмотрена работа турбомашины в области резонансных частот вращения ротора. Экспериментальные исследования показали, что роторы машин с газовыми подшипниками необходимо выполнять жесткими ввиду слабого демпфирования смазочного слоя при общепринятой на предприятиях балансировке роторов. При увеличении частоты вращения ротора от нуля при пуске и выше система ротор – подшипники проходит несколько резонансных частот, при которых возрастает амплитуда колебаний ротора. Различают колебания вала в идеальном подшипнике, синхронные колебания и самовозбуждающиеся колебания ("полускоростной вихрь", или параметрический резонанс). Самым опасным является параметрический резонанс, которому соответствует предельная частота вращения ротора.

Уравнения движения (динамические уравнения Эйлера) ротора массой m, сосредоточенной в центре масс, записываются в виде (рис. 6)

$$\begin{aligned}
&m\ddot{x} = P_{X_I} + P_{X_{II}} + P'_{Дx} + P'_{комX} + P'_{мX} + P_{упX_I} + P_{упX_{II}},\\
&m\ddot{y} = P_{Y_I} + P_{Y_{II}} + P'_{ДY} + P'_{комY} + P'_{мY} + P_{упY_I} + P_{упY_{II}},\\
&I_X\ddot{\alpha} - I_Z\omega\dot{\varphi} = P_{Y_I}l_I - P_{Y_{II}}l_{II} + P'_{ДY}l_Д - P'_{комY}l_{ком} - P'_{мY}l_м + P_{упY_I}l_{уп_I} - P_{упY_{II}}l_{уп_{II}},\\
&I_Y\ddot{\varphi} + I_Z\omega\dot{\alpha} = P_{X_I}l_I - P_{X_{II}}l_{II} + P'_{Дx}l_Д - P'_{комX}l_{ком} - P'_{мX}l_м + P_{упX_I}l_{уп_I} - P_{упX_{II}}l_{уп_{II}},
\end{aligned} \tag{13}$$

где $P_{X_I}, P_{X_{II}}, P'_{Дx}, P'_{комX}, P'_{мX}, P_{упX_I}, P_{упX_{II}}$ – динамические силы, возникающие в направлении оси OX в левом (индекс I) и правом (индекс II) подшипниках, в проточной части турбины, в компрессоре, магнитопроводе электрической машины и в уплотнениях и то же в направлении оси OY. В этих уравнениях

$$\begin{aligned}
&P_{X_I} = -(B_{X_I}\dot{x}_I + K_{X_I}x_I), \quad P_{X_{II}} = -(B_{X_{II}}\dot{x}_{II} + K_{X_{II}}x_{II}),\\
&P_{Y_I} = -(B_{Y_I}\dot{x}_I + K_{Y_I}x_I), \quad P_{Y_{II}} = -(B_{Y_{II}}\dot{x}_{II} + K_{Y_{II}}x_{II}),\\
&x_I = x - \varphi l_I, \quad \dot{x}_I = \dot{x} - \dot{\varphi}l_I, \quad y_I = y + \alpha l_I, \quad \dot{y}_I = \dot{y} - \dot{\alpha}l_I,\\
&x_{II} = x + \varphi l_{II}, \quad \dot{x}_{II} = \dot{x} + \dot{\varphi}l_{II}, \quad y_{II} = y - \alpha l_{II}, \quad \dot{y}_{II} = \dot{y} + \dot{\alpha}l_{II},
\end{aligned} \tag{14}$$

где K_{X_I}, B_{X_I} – соответственно коэффициенты жесткости и демпфирования

левого (индекс $i = I$) и правого (индекс $i = II$) подшипников в направлении оси OX и то же в направлении оси OY.

Система уравнений движения ротора (13) достаточно сложна для решения. Для ее упрощения проанализированы численные значения сил в малых турбомашинах с ограниченной мощностью на валу, которые возникают в проточной части колеса, магнитопроводе электрической машины и в уплотнениях. Анализ показал, все эти силы пренебрежимо малы и их можно не учитывать в уравнениях движения ротора. Кроме этого, на границе потери устойчивости можно также не принимать во внимание угловые колебания ротора, поскольку после синхронного резонанса ротор вращается вокруг оси, проходящей через центр масс, а так же, как показали экспериментальные исследования, осевые опоры не влияют на предельную частоту вращения ротора.

Анализ показал, что в малых турбомашинах на ротор в основном действуют только реакции смазочного слоя радиальных подшипников. Исходя из этого, для одного подшипника, система уравнений (13) принимает следующий вид:

$$\begin{aligned} \frac{m}{2}\ddot{x} + B_X\dot{x} + K_X = 0, \\ \frac{m}{2}\ddot{y} + B_Y\dot{y} + K_Y = 0. \end{aligned} \tag{15}$$

Устойчивость вращения ротора, определяется критериями Рауса–Гурвица, которые записываются как

$$a_0 > 0, \tag{16}$$

$$a_1 > 0, \tag{17}$$

$$a_2 > 0, \tag{18}$$

$$a_3 > 0, \tag{19}$$

$$a_4 > 0, \tag{20}$$

$$a_1 a_2 - a_0 a_3 > 0, \tag{21}$$

$$a_3(a_1 a_2 - a_0 a_3) - a_4 a_1^2 > 0, \tag{22}$$

где

$$a_0 = \frac{m^2}{4}, \tag{23}$$

$$a_1 = \frac{m}{2}(B_Y + B_X), \tag{24}$$

$$a_2 = \frac{m}{2}(K_Y + K_X) + B_X B_Y, \tag{25}$$

$$a_3 = B_X K_Y + K_X B_Y, \tag{26}$$

$$a_4 = K_X K_Y. \tag{27}$$

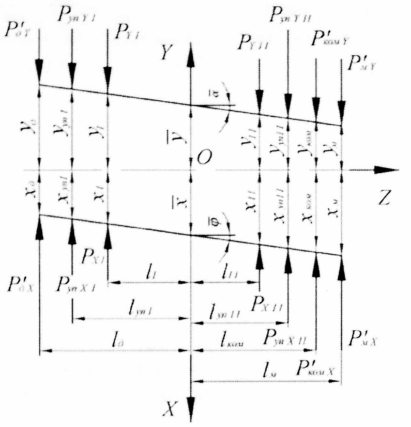


Рис. 6. Схема приложения сил и моментов сил к вращающемуся возмущенному ротору в плоскостях *XOZ* и *YOZ*

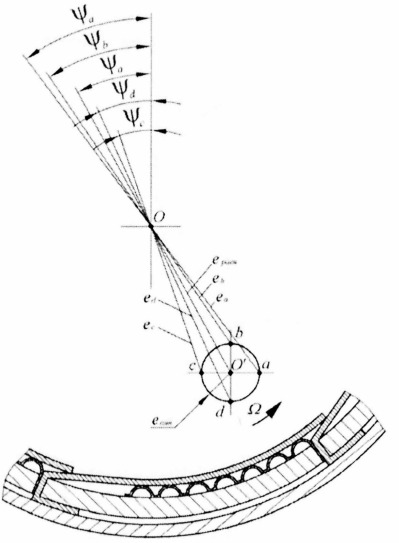


Рис. 7. Прецессирование ротора в малой окрестности положения равновесия

Движение ротора является устойчивым, если выполняются все условия (16) – (22), в противном случае движение ротора неустойчиво.

Для определения коэффициентов жесткости и демпфирования радиального УГД лепесткового подшипника рассматривается возмущенное движение ротора вокруг положения равновесия. На основании экспериментальных данных считаем, что центр прецессирующего ротора описывает траекторию близкую к окружности вокруг положения равновесия (рис. 7). Положение ротора в точках этой окружности задается соответствующими эксцентриситетами и углами положения.

Жесткость системы "смазочный газовый слой–лепесток–гофрированная лента" в направлениях OX и OY (эквивалентная жесткость K_X и K_Y) можно представить как сумму последовательно соединенных между собой жесткостей слоя газовой смазки ($K_{газ.\ слоя}$), жесткости упругого лепестка ($K_{леп}$) и жесткости гофра ($K_{гофра}$):

$$\frac{1}{K_X} = \frac{1}{K_{газ.\ слоя\ X}} + \frac{1}{K_{леп}} + \frac{1}{K_{гофра}}, \tag{28}$$

$$\frac{1}{K_Y} = \frac{1}{K_{газ.\ слоя\ Y}} + \frac{1}{K_{леп}} + \frac{1}{K_{гофра}}. \tag{29}$$

Демпфирование системы "смазочный газовый слой–лепесток–гофрированная лента" в направлениях OX и OY (эквивалентное демпфирование B_X и B_Y) можно представить как сумму последовательно соединенных между собой демпферов слоя газовой смазки ($B_{газ.\ слоя}$), демпфирования лепестка ($B_{леп}$) и демпфирования гофра ($B_{гофра}$):

$$B_X = B_{газ.\ слоя\ X} + B_{леп\ X} + B_{гофра\ X}, \tag{30}$$

$$B_Y = B_{газ.\ слоя\ Y} + B_{леп\ Y} + B_{гофра\ Y}. \tag{31}$$

Для оценки корректности решения задачи по определению предельной частоты вращения ротора, произведены расчеты экспериментально исследованного радиального УГД лепесткового подшипника. На рис. 8 представлены коэффициенты эквивалентной жесткости, а на рис. 9 эквивалентного демпфирования радиального УГД подшипника с предварительно напряженными лепестками (лепестки нагружены силой предварительного нагружения $F_n = 3.6\ H$). На рис. 10 условно показаны экспериментальные и расчетные амплитуды колебаний ротора в радиальном УГД подшипнике как без, так и с предварительно напряженными лепестками в зависимости от частоты вращения ротора и указаны соответствующие предельные частоты вращения. Расхождение расчета с известными экспериментальными данными составляет около *17%*.

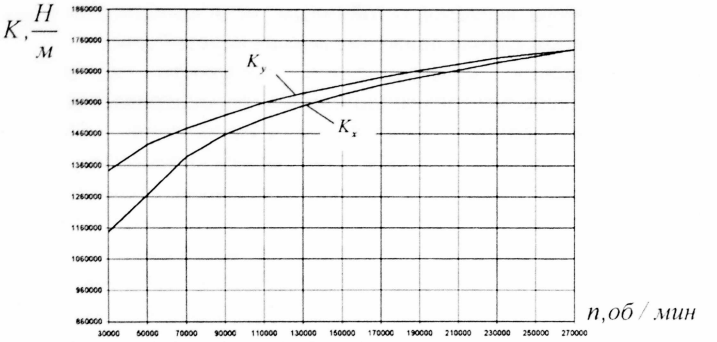


Рис. 8. Зависимость коэффициентов эквивалентной жесткости от частоты вращения ротора

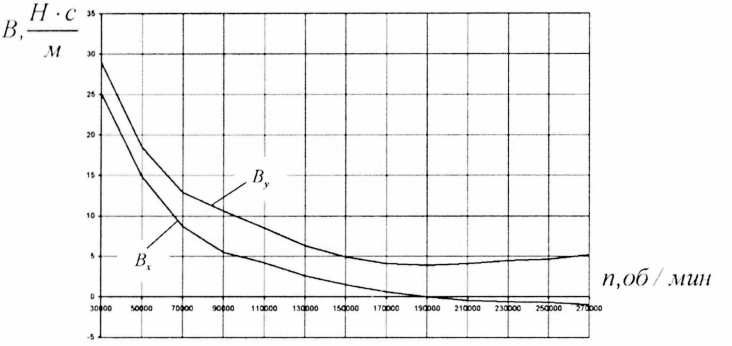


Рис. 9. Зависимость коэффициентов эквивалентного демпфирования от частоты вращения ротора

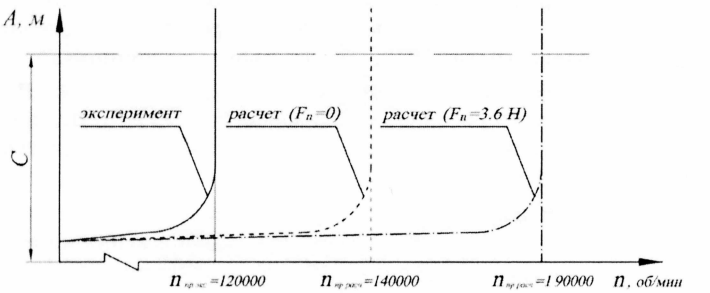


Рис. 10. Условные амплитуды колебаний экспериментального и расчетного ротора в радиальных УГД подшипниках без и с предварительно напряженными лепестками в зависимости от частоты вращения

В четвертой главе приведены рекомендации по проектированию радиальных УГД подшипников с предварительно напряженными лепестками, а также порядок их расчета. Также получены условия подобия, которые могут быть использованы для того, чтобы по результатам расчета и экспериментальных исследований для одного изделия получить характеристики изделия другого размера и при других условиях работы. Например, требуется радиальный УГД лепестковый подшипник для установки, работающей на гелии. Допустим уже имеется подшипник рассчитанный и экспериментально проверенный на воздухе. Используя полученные условия подобия можно очень просто определить, какие рабочие параметры он будет иметь при работе на гелии.

В этой же главе представлены результаты внедрения данной работы в народное хозяйство России. Результаты данной работы использовались при проектировании нескольких различных турбомашин.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработан и апробирован метод решения пространственной задачи упругогазодинамической смазки для радиального УГД подшипника с предварительно напряженными лепестками для определения профиля давления в слое смазки с упругой границей и его основных интегральных характеристик. Новизна метода заключается в том, что
   - для конечно–разностной аппроксимации уравнения Рейнольдса реализован метод расщепления по координатам и метод установления;
   - впервые предложен метод по расчету силы предварительного нагружения лепестков, позволяющий исключить явление флаттера;
   - впервые предложен метод по расчету формы лепестка в свободном состоянии, позволяющий получить требуемую геометрию и силу предварительного нагружения лепестка в собранном подшипнике;
   - впервые исследовано влияние силы предварительного нагружения лепестков и их количества на частоту "всплытия" ротора;
   - для широкого диапазона исходных данных рассчитаны и представлены интегральные характеристики радиального УГД подшипника с предварительно напряженными лепестками – несущая способность и момент газодинамического трения.
2. Впервые разработана методика позволяющая прогнозировать момент наступления неустойчивости вращения ротора в радиальных УГД подшипниках как без, так и с предварительно напряженными лепестками. Новизна метода заключается в том, что

- впервые получены формулы для расчета коэффициентов жесткости и демпфирования радиального УГД подшипника без и с учетом силы предварительного нагружения лепестков;
- впервые определены области устойчивой и неустойчивой работы радиального УГД подшипника с предварительно напряженными лепестками.

3. Впервые разработана методика моделирования радиальных УГД подшипников с предварительно напряженными лепестками с использованием теории подобия.
4. Произведено сравнение результатов расчетов с известными экспериментальными данными. Расхождение расчета с экспериментом составляет около *17%*.
5. Представлены основные рекомендации по проектированию радиальных УГД подшипников с предварительно напряженными лепестками и приведены результаты внедрения работы в народное хозяйство России.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ИЗЛОЖЕНЫ В РАБОТАХ

1. Звонарев П.Н., Пешти Ю.В. Анализ и расчет схем разгрузочных устройств, применяемых при пуске роторов, вращающихся в радиальных УГД подшипниках. // Восьмая Междунар. науч.–техн. конф. студентов и аспирантов; Тез. докл. В 3–х т. – М., 2002. – Т. 3. – С. 239 – 240.
2. Звонарев П.Н., Пешти Ю.В. Математическая модель радиального УГД подшипника с предварительно напряженными лепестками. // Девятая Междунар. науч.–техн. конф. студентов и аспирантов; Тез. докл. В 3–х т. – М., 2003. – Т. 3. – С. 192 – 193.
3. Звонарев П.Н., Пешти Ю.В. Методика расчета несущей способности, коэффициентов жесткости и демпфирования радиального УГД подшипника. // Десятая Междунар. науч.–техн. конф. студентов и аспирантов; Тез. докл. В 3–х т. – М., 2004. – Т. 3. – С. 164 – 165.
4. Звонарев П.Н., Пешти Ю.В. Определение основных динамических характеристик УГД радиального лепесткового подшипника. // Вестник МГТУ. Машиностроение. – 2005. – Спец. выпуск.– Холодильная, криогенная техника, системы кондиционирования и жизнеобеспечения. – С. 157 – 167.
5. Звонарев П.Н., Пешти Ю.В. Пусковые разгрузочные устройства для лепестковых упругогазодинамических подшипников. // Вестник МГТУ. Машиностроение. – 2002. – Спец. выпуск. – Холодильная, криогенная техника, системы кондиционирования и жизнеобеспечения. – С. 126 – 135.