

М88084

Московский ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и
ордена Трудового Красного Знамени государственный технический
университет им.Н.Э.Баумана

на правах рукописи

Левчук Наталья Валентиновна

РАЗРАБОТКА МЕТОДА РАСЧЕТА ЛЕПЕСТКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ
ТУРБОМАШИН СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ

05.04.03 - машины и аппараты холодильной, криогенной техники и
систем кондиционирования.

автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва-1993

Работа выполнена в НИИ ЭМ МГТУ им.Н.Э.Баумана.

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

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор Попов Д.Н.
кандидат технических наук
Давыдов А.Б.

Ведущая организация - НПО "Криогенмаш"

Защита диссертации состоится 20 дек. 1993 г. в 14⁰⁰ на заседании
специализированного совета К-053.15.07 в МГТУ им.Н.Э.Баумана,
Москва, 2^{ая} Бауманская ул., д.5.

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

Автореферат разослан 5 ноября 1993 г.

Ученый секретарь
специализированного совета
К 053.15.07,
кандидат технических наук

М 88084

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность тем. Многие современные криогенные и холодильные установки включают в себя быстроходные турбомашин (турбокомпрессоры и турбодетандеры), имеющие опоры скольжения с газовой смазкой. Достоинства лепестковых газовых подшипников, такие, как высокая демпфирующая способность, возможность работать в условиях криогенных температур с низким коэффициентом трения, в разреженных газовых средах, являются главными критериями для их использования в турбомашинах криогенной и холодильной техники.

Усилиями отечественных и зарубежных ученых внесен значительный вклад в исследование газодинамических лепестковых подшипников турбомашин. Однако, применяющиеся на практике типы лепестковых подшипников и методы их расчета недостаточно совершенны и не касаются вопроса их математического моделирования в разреженной газовой среде.

Цель работы. Разработка универсального метода расчета основных характеристик газодинамических лепестковых подшипников турбомашин систем охлаждения для работы в сплошной и разреженной газовой среде.

Для достижения указанной цели ставились и решались следующие задачи:

1. для теоретического анализа была построена математическая модель газодинамического лепесткового подшипника при работе в сплошной и разреженной газовой среде;

2. был выбран и реализован прямой численный метод, обладающий логической ясностью, а именно использованием чисто разностного подхода в естественных зависимых и независимых переменных, гибкостью и универсальностью, т.е. возможностью решения широкого класса задач на единой методической основе выбранного метода, что важно при решении практических задач для определения основных рабочих характеристик лепестковых подшипников турбомашин систем охлаждения;

3. были проведены экспериментальные исследования, подтверждающие корректность решения поставленной задачи, определяющие степень соответствия между результатами прямого численного метода расчета для построенной математической модели

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1088084

Левчук Н.В. Разработка ме



и экспериментальным исследованием физической модели лепесткового подшипника турбомашин системы охлаждения;

4. была проведена апробация результатов теоретического и экспериментального исследования в опытной конструкции турбокомпрессора системы охлаждения газового лазера.

Научная новизна. Построены математические модели работы газодинамических лепестковых подшипников турбомашин систем охлаждения и реализованы численные методы решения задачи упругогазодинамической смазки по определению давления в слое смазки и соответствующих ему интегральных характеристик для сплошной и разреженной газовой среды, окружающей подшипниковый узел, определена граница применения этих методов расчета от давления окружающей газовой среды и критерия Kn , путем численных экспериментов выявлены закономерности влияния конструктивных и физических факторов на характеристики газодинамических лепестковых подшипников, экспериментальным методом получено подтверждение адекватности математической и физической моделей лепесткового подшипника.

В работе впервые проведено теоретическое обоснование совместно с практическим подтверждением возможности работы лепестковых газодинамических подшипников турбомашин систем охлаждения в разреженной газовой среде, что расширяет их сферу применения и дает возможность впервые использовать их в герметичных системах охлаждения с прокачиваемой разреженной газовой средой, например, в системах охлаждения газовых лазеров.

Практическая ценность. Предложенные методики расчета газодинамических лепестковых подшипников для сплошной и разреженной газовой среды, полученные численные и экспериментальные результаты, подтвержденные на работе опытного образца турбокомпрессора системы охлаждения газового лазера, можно непосредственно использовать при расчетах и проектировании быстроходных турбомашин на лепестковых подшипниках для холодильной и криогенной техники.

Внедрение. Результаты работы были использованы при проведении расчетов и проектно-конструкторских разработок, отладке работы подшипниковых узлов для турбокомпрессора системы охлаждения газового лазера.

Апробация работ. Основные положения работы докладывались и обсуждались на Межреспубликанской студенческой научной

конференции "Актуальные проблемы повышения качества современного энергомашиностроения" (Москва, 1988 г.), на научном семинаре кафедры "Криогенная техника и кондиционирование" Э4 МГТУ им.Н.Э.Баумана (Москва, 1993 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 9 печатных работ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 4 глав, заключения, списка литературы из 41 наименования. Общий объем работы 124 страницы, включая 39 рисунков и 3 таблицы.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы и представлены основные положения, разработанные в диссертации.

Первая глава - обзорная, которая содержит и общую постановку задачи.

Руководствуясь патентным обзором, была предложена конструктивная схема радиального газодинамического лепесткового подшипника для турбомашин, отличающаяся от существующих наибольшей надежностью и конструктивной простотой.

Анализ литературы, касающейся методов расчета и экспериментальных исследований газодинамических лепестковых подшипников, показал следующее. Математические модели газодинамических лепестковых подшипников, расчетные и экспериментальные зависимости не носят универсального характера, недостаточны для их прямого использования при расчете основных характеристик газодинамических лепестковых подшипников, в большинстве своем пригодны только для качественных оценок лепестковых подшипников определенных типоразмеров и конструкций.

Теоретических и экспериментальных работ, касающихся вопроса проектирования газодинамических лепестковых подшипников при давлениях окружающей газовой среды ниже атмосферного не существует.

Поэтому при проектировании турбокомпрессора систем охлаждения газового лазера с прокачиваемой разреженной газовой средой возникла необходимость построения математической модели лепесткового подшипника для теоретического анализа характеристик опорного узла турбокомпрессора, а также проведения серии физических экспериментов, необходимых для подтверждения

адекватности предложенной математической модели и принятых упрощающих допущений.

Во второй главе построена математическая модель радиального лепесткового газодинамического подшипника для сплошной и разреженной газовой среды.

Расчет давления в слое смазки и соответствующих ему интегральных характеристик для газодинамического лепесткового подшипника приведен в рамках модели Рейнольдса для сплошной и модели Бургдорфера для разреженной газовой среды, метода Мора для нахождения перемещений лепестка 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 плоское.

4. Газовая смазка осуществляется при малых числах Кн.

5. Течение газа стационарное.

6. Шероховатость рабочих поверхностей мала и не влияет на течение газа в рабочем зазоре.

7. Перемещения лепестка малы по сравнению с его длиной.

8. Толщина лепестка значительно меньше его длины.

С учетом этих допущений математическая модель газодинамического лепесткового подшипника имеет вид:

а) для сплошной газовой среды:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{p} h^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta}) - \Lambda \bar{p} h + \frac{\partial}{\partial z} (\bar{p} h^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial z}) = 0, \quad (1)$$

$$h_0 = (R_s - R) - (R_s - R - h_m) \cos \theta, \quad (2)$$

$$h = (h_0 + \int_0^{\alpha_k} \frac{m_p m_l R_l d\alpha}{D}) / h_m, \quad (3)$$

б) для разреженной газовой среды:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{p} h^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} (1 + 6 \frac{Kn^*}{\bar{p} h})) - \Lambda \bar{p} h + \frac{\partial}{\partial z} (\bar{p} h^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} (1 + 6 \frac{Kn^*}{\bar{p} h})) = 0, \quad (4)$$

$$h_0 = (R_s - R) - (R_s - R - h_m) \cos \theta, \quad (5)$$

$$h = (h_0 + \int_0^{\alpha_k} \frac{M_p M_1 R_L d\alpha}{D}) / h_m \quad (6)$$

Граничные условия для давления в обоих случаях имеют вид:

$$\begin{aligned} \text{при } \theta=0 & \quad \bar{p}=1, \\ \theta=\theta_k & \quad \bar{p}=1, \\ \bar{z}=L/R & \quad \bar{p}=1, \\ \bar{z}=0 & \quad \bar{p}=1, \end{aligned}$$

где

θ - угловая координата; $\bar{p}$ - безразмерное давление; $\bar{h}$ - безразмерный зазор; $\bar{z}$ - безразмерная ширина; R - радиус вала, м; R_L - радиус лепестка, м; h_m - минимальный зазор, м; h_0 - начальный зазор, м; α_k - угловая координата; M_p - изгибающий момент от внешних сил, Н*м; M_1 - изгибающий момент от единичной силы, Н*м; D - "цилиндрическая" жесткость, Па*м⁴; Λ - число сжимаемости подшипника; $Kp^* = 1/p^*$; N - высота зазора, на котором формируется профиль давления, м; l_p - длина свободного пробега молекул при давлении p_a , м.

Была определена граница областей применения данных методик расчета. Граничное давление рассчитывалось, как

$$p_{гр} = \frac{l_p p_a}{0.01 N} \quad (7)$$

Для упругогазодинамической задачи был построен и реализован универсальный итерационный процесс.

Уравнения для определения давления в слое смазки (1), (4) решались в соответствии с принципом установления, при котором решение стационарной задачи находится, как предел решения соответствующей нестационарной задачи при неограниченном возрастании времени. В соответствии с этим принципом уравнения имеют вид:

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} - \Lambda \bar{p} \bar{h}) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} (\bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}}) \quad (8)$$

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} (1 + 6 \frac{Kp^*}{\bar{p} \bar{h}}) - \Lambda \bar{p} \bar{h}) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} (\bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} (1 + 6 \frac{Kp^*}{\bar{p} \bar{h}})) \quad (9)$$

Для конечно-разностной аппроксимации вводится равномерная

основная и вспомогательная сетки по пространственным координатам:

$$\theta_j = j\Delta\theta, \Delta\theta = \theta_K/N, j=0,1,2,\dots,N,$$

$$\bar{z}_i = i\Delta\bar{z}, \Delta\bar{z} = L/M, i=0,1,2,\dots,M,$$

$$\theta_j = j\bar{\Delta}\theta, \theta_j = (1+1/2)\Delta\theta, \Delta\theta = \theta_K/N, j=0,1,2,\dots,N,$$

$$\bar{z}_i = i\bar{\Delta}\bar{z}, \bar{z}_i = (1+1/2)\Delta\bar{z}, \Delta\bar{z} = L/M, i=0,1,2,\dots,M.$$

и итерационному времени:

$$\tau = k\Delta t, k=0,1,2,\dots,K.$$

Для регулярного шаблона уравнения аппроксимируются при использовании метода расщепления по координатам, при котором переход от k к $k+1$ временному слою реализуется с помощью двух дробных шагов, причем на первом временном шаге учитывается только производная по $\bar{z}$, на втором шаге - производная по θ .

Тогда уравнения (8), (9) имеют структуру:

$$\left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial \tau}\right)_{i,j}^{k+1/2} = (L_{\bar{z}} \bar{p})_{i,j}^{k+1/2}, \quad (10)$$

$$\left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial \tau}\right)_{i,j}^{k+1} = (L_{\theta} \bar{p})_{i,j}^{k+1}. \quad (11)$$

Уравнения (10), (11) аппроксимируют (8), (9) с погрешностью вида

$$O(\tau) + O(h_1^2) + O(h_2^2),$$

где τ -шаг по итерационному времени, h_1, h_2 -шаги по пространственным координатам.

Граничные условия для давления аппроксимируются точно.

Уравнения (10), (11) приводятся к виду

$$A_{i,j}^{k+1/2} \bar{p}_{i-1,j}^{k+1/2} - C_{i,j}^{k+1/2} \bar{p}_{i,j}^{k+1/2} + B_{i,j}^{k+1/2} \bar{p}_{i+1,j}^{k+1/2} = -F_{i,j}^{k+1/2}, \quad (12)$$

$$\tilde{A}_{i,j}^{k+1} \bar{p}_{i,j-1}^{k+1} - \tilde{C}_{i,j}^{k+1} \bar{p}_{i,j}^{k+1} + \tilde{B}_{i,j}^{k+1} \bar{p}_{i,j+1}^{k+1} = -\tilde{F}_{i,j}^{k+1} \quad (13)$$

и решаются методом прогонки.

Так как коэффициенты уравнений (12), (13) являются зависимыми от искомой функции на полуцелом слое по i, j , то проводились итерации по "нелинейности". В результате решения этих уравнений был получен профиль давления на k -том временном

сложное.

Получив из решения упругогазодинамической задачи профиль давления между лепестком и ротором, находились интегральные характеристики, такие, как несущая способность и момент газодинамического трения на подшипнике:

$$P = \int_0^{\theta_k} \int_0^{L/R} (\bar{p} - 1) d\theta d\bar{z}, \quad (14)$$

$$T = \int_0^{\theta_k} \int_0^{L/R} \left(-\frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \frac{\bar{h}}{2} + \frac{\Lambda}{6\bar{h}} \right) d\theta d\bar{z}. \quad (15)$$

В результате анализа расчетных данных были сделаны следующие выводы:

- несущая способность возрастает при увеличении угловой скорости вращения ротора, вязкости смазки, ширины лепестка,
- несущая способность снижается при увеличении толщины лепестка,
- момент газодинамического трения возрастает при увеличении угловой скорости вращения ротора, вязкости смазки, ширины лепестка,
- момент газодинамического трения снижается при увеличении толщины лепестка,
- несущая способность при понижении давления газовой среды, окружающей подшипник, уменьшается.

Расчетные данные позволяют проектировать лепестковые подшипники для быстроходных турбомашин при нормальном и пониженном давлении окружающей газовой среды.

В третьей главе описывается экспериментальное исследование рабочих характеристик лепесткового газодинамического подшипника.

В соответствии с поставленной в главе I целью работы в задачи экспериментальных исследований радиального лепесткового газодинамического подшипника входило изучение влияния геометрических параметров - толщины и ширины лепестка на момент

газодинамического трения в подшипнике.

Эксперименты были проведены на установке, изображенной на рис.1, включающей в себя плиту I, на которой закреплены стойки 2, к которым крепятся радиальные сегментные подшипники с поддувом газа 3, газостатические подшипники 4, улитка 5. Ротор 6 вращается в штатных сегментных подшипниках, на его конце установлено приводное колесо 7. К одной из стоек после крепления сегментного подшипника крепится радиальный и осевые газостатические подшипники 8, в котором находится исследуемый радиальный лепестковый подшипник 9. К корпусу радиального лепесткового подшипника крепится упругий рычаг 10, на который наклеены тензорезисторы II, связанные с тензоусилителем и осциллографом.

Данные, полученные в результате измерений, были обработаны в соответствии с методами математической статистики. Сопоставление расчетных и экспериментальных зависимостей для лепесткового подшипника с 6 - ю лепестками представлены на рис.2, 3. В результате экспериментов был сделан вывод, что математическая модель в допустимых пределах соответствует физической, различие составляет 16%, поэтому при проектировании лепестковых подшипников турбомашин можно пользоваться разработанной методикой расчета.

В четвертой главе даются рекомендации по расчету и проектированию газодинамических лепестковых подшипников в соответствии с критериями подобия, приводится использование результатов исследования газодинамических лепестковых подшипников в турбокомпрессоре системы охлаждения газового лазера.

Турбокомпрессор опытного образца системы охлаждения был разработан на следующие параметры:

-масса ротора	$m=2.05$ кг,
-отношение давлений на колесе	$\pi=1.6$,
-диаметр радиально-осевого колеса	$D=150 \cdot 10^{-3}$ м,
-частота вращения ротора	$n=4800$ 1/с.

Для подтверждения возможности работы лепестковых подшипников в разреженной газовой среде были проведены испытания. Целью испытаний являлось: определение работоспособности газодинамических лепестковых подшипников и отработка их пуска в разреженной газовой среде. Макет

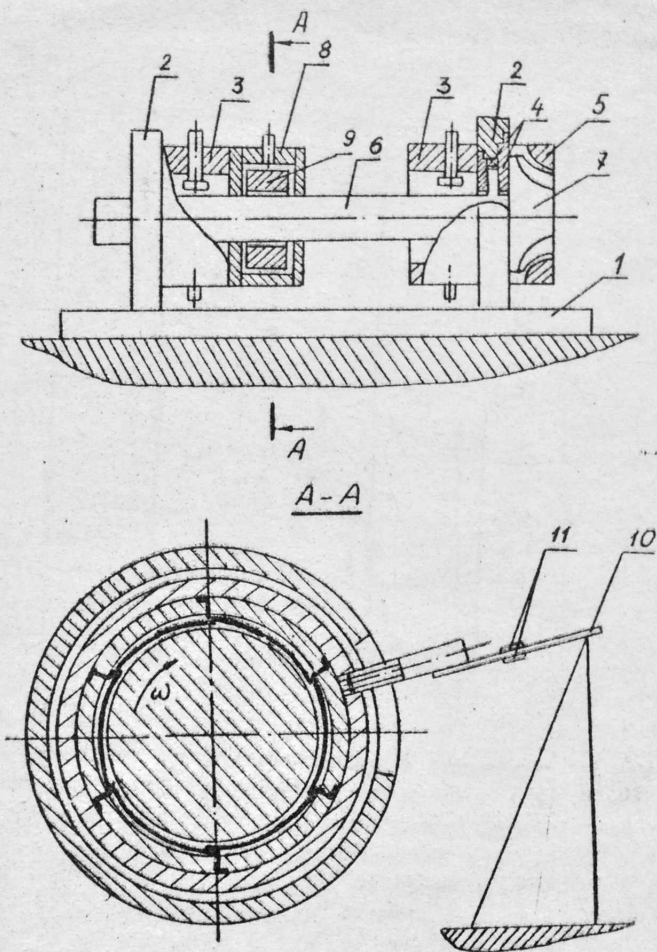


Рис.1 . Схема экспериментальной установки для исследования радиальных газодинамических лепестковых подшипников турбокомпрессора

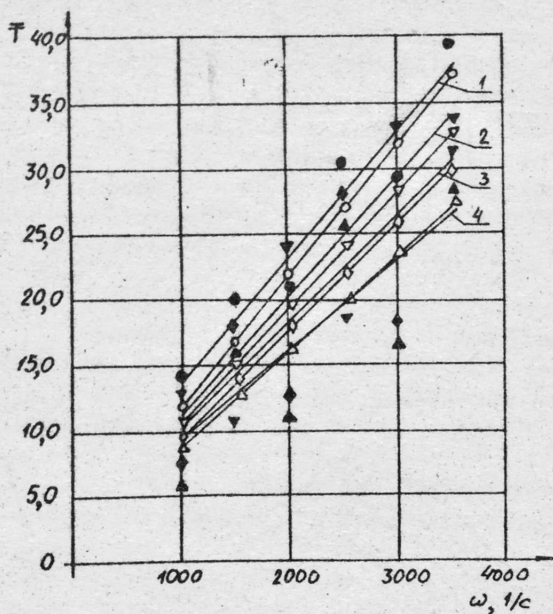


Рис. 2. Зависимость безразмерного момента газодинамического трения от угловой скорости вращения ротора при различной толщине лепестка для подшипника с 6 лепестками

Эксперимент:

- 1- $\bullet$ $-h_L=80 \cdot 10^{-6}$ м,
- 2- $\blacktriangledown$ $-h_L=100 \cdot 10^{-6}$ м,
- 3- $\blacklozenge$ $-h_L=120 \cdot 10^{-6}$ м,
- 4- $\blacktriangle$ $-h_L=140 \cdot 10^{-6}$ м,

Теория:

- $\circ$ $-h_L=80 \cdot 10^{-6}$ м,
- $\blacktriangledown$ $-h_L=100 \cdot 10^{-6}$ м,
- $\diamond$ $-h_L=120 \cdot 10^{-6}$ м,
- $\triangle$ $-h_L=140 \cdot 10^{-6}$ м,

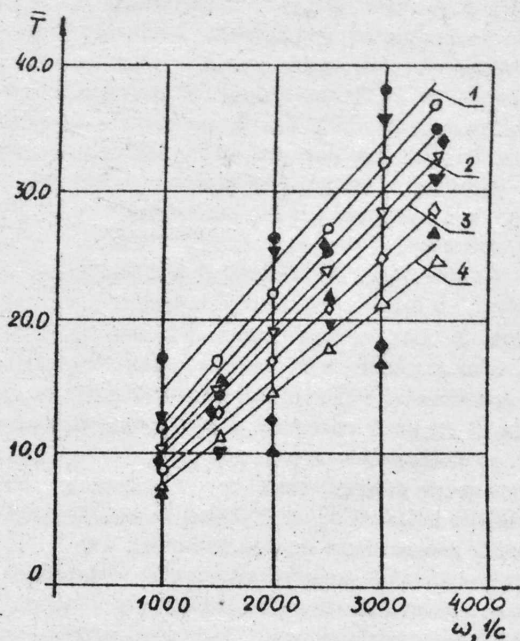


Рис. 3. Зависимость безразмерного момента газодинамического трения от угловой скорости вращения ротора при различной ширине лепестка для подшипника с 6 лепестками

Эксперимент:

Теория:

1- ● - $L=0.05$ м,

○ - $L=0.05$ м,

2- ▼ - $L=0.045$ м,

▼ - $L=0.045$ м,

3- ◆ - $L=0.04$ м,

◆ - $L=0.04$ м,

4- ▲ - $L=0.035$ м,

▲ - $L=0.035$ м,

$$\mu = 1.73 \cdot 10^{-5} \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}^2, \mu_A = 100 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \mu_M = 5 \cdot 10^{-6} \text{ м}, R = 0.025 \text{ м}$$

турбокомпрессора устанавливался в вакуумную камеру, воздух из которой был откачан до давления $0.5 \cdot 10^5$ Па, после чего был запущен турбокомпрессор. Выход лепестковых подшипников на рабочий режим фиксировался по падению линейного тока в цепи в пределах номинального. Разгон ротора турбокомпрессора происходил за время, меньшее 3 с. Затем воздух в вакуумной камере был откачан до давления $0.1 \cdot 10^5$ Па. В результате испытаний были сделаны выводы о том, что разработанные лепестковые подшипники обеспечивают вращение ротора турбокомпрессора при угловой скорости 4800 1/с и давлении в узле подшипников $0.1 \cdot 10^5$ Па.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Построен и апробирован метод решения пространственной задачи упругогазодинамической смазки для газодинамического лепесткового подшипника с целью определения профиля давления в смазочном слое с упругой границей и интегральных характеристик, новизна которого заключается в том, что

- применен метод установления,

- для конечно-разностной аппроксимации уравнения Рейнольдса реализован метод расщепления по координатам,

- конечно-разностный аналог уравнения Рейнольдса не был линеаризован, а были использованы итерации по "нелинейности".

2. Расчитаны интегральные характеристики радиального газодинамического лепесткового подшипника: - несущая способность и момент газодинамического трения на подшипнике для широкого диапазона входных данных.

3. Впервые разработан метод решения пространственной задачи упругогазодинамической смазки для лепесткового подшипника в разреженной газовой среде, окружающей подшипник.

4. По давлению окружающей подшипник газовой среды определена граница применения методов расчета газодинамических лепестковых подшипников при понижении давления окружающей газовой среды от $1 \cdot 10^5$ Па до $0.03 \cdot 10^5$ Па для широкого диапазона входных данных.

5. Предоставлены расчетные зависимости несущей способности для газодинамических лепестковых подшипников при понижении давления окружающей газовой среды от $1 \cdot 10^5$ Па до $0.03 \cdot 10^5$ Па для широкого диапазона входных данных.

6. Создан экспериментальный стенд и получены экспериментальные значения момента газодинамического трения на лепестковом подшипнике с целью подтверждения адекватности физической и математической модели.

7. Разработаны газодинамические лепестковые подшипники турбокомпрессора системы охлаждения газового лазера, работающие в разреженной газовой среде при давлении $0.1 \cdot 10^5$ Па.

8. Проведено теоретическое обоснование и практическое подтверждение возможности работы газодинамических лепестковых подшипников в разреженной газовой среде, что дает возможность расширить область применения турбомашин на газодинамических лепестковых подшипниках и использовать их в герметичных системах охлаждения с прокачиваемой разреженной газовой средой, например, в системах охлаждения газовых лазеров или системах кондиционирования летательных аппаратов.

СПИСОК РАБОТ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Разработка и исследование конструкций и технологии изготовления криогенных турбомашинных агрегатов. Отчет о НИР/МВТУ; рук. Ю.В. Пешти. - 3041388 "А"; и ГР 01870096948; Инв. и 02880062290. - М., 1987 - 90 с.

2. Левчук Н.В., Пешти Ю.В. Разработка криогенного турбодетандера с газодинамическими ленточными подшипниками // Актуальные проблемы повышения качества современного энергомашиностроения: Тез. докл. Межреспубликанской студенческой научной конференции. - Москва, 1988. - С. 28.

3. А.с. 1588933 СССР, МКИ⁶ F 16 C 27/02 . Радиальный газодинамический лепестковый подшипник скольжения / Ю.В. Пешти, Н.В. Левчук, В.Н. Калинин, А.Ш. Кобулашвили, Ю.А. Равикович (СССР). - и 4436722/31-27; Заявлено 6.06.88 г.; Опубл. 30.08.90, Всл. и 32 // Открытия. Изобретения. - 1990. - и 32. - С. 144.

4. Разработка, изготовление и исследование элементов макета CO_2 -лазерного излучателя с турбокомпрессором на газодинамических подшипниках. Отчет о НИР/МВТУ; рук. Ю.В. Пешти. - 30449; и ГР 01910053106; Инв. и 02910051827. - М., 1991. - 87 с.

5. Левчук Н.В., Пешти Ю.В. Численное моделирование движения газовой смазки для сплошной и разреженной газовой сред в радиальных лепестковых газодинамических подшипниках скольжения

- быстроходных машин / МГТУ им.Н.Э.Баумана. - М., 1993. - 42 с.
- Деп. в ВИНТИ 23.03.93, № 688-В93.
6. Левчук Н.В., Пешти Ю.В. Два численных метода решения уравнения Рейнольдса для газодинамического подшипника / МГТУ им. Н.Э.Баумана. - М., 1993. - 14 с. - Деп. в ВИНТИ 28.04.93, № 1135-В93.
7. Левчук Н.В., Пешти Ю.В. Численное решение задачи упругогазодинамической смазки для радиальных лепестковых подшипников быстроходных машин при пониженных давлениях окружающей газовой среды / МГТУ им.Н.Э.Баумана. - М., 1993. - 15 с. - Деп. в ВИНТИ 31.05.93, № 1450-В93.
8. Левчук Н.В., Леонов В.П., Меньков Б.В., Мучинский М.Ю., Пешти Ю.В., Потелов В.Н., Филиппов В.М. О возможности работы газодинамических лепестковых подшипников турбокомпрессора CO₂-лазера при пониженных давлениях окружающей среды // Вестник МГТУ. - 1993. № 3. С. 99 - 101.
9. Левчук Н.В., Пешти Ю.В. Численный метод и решение задачи упругогазодинамической смазки для быстроходных машин // Вестник МГТУ. - 1993. № 3. С. 69 - 76.

С.Ф.М.В.Н.

Подписано в печать 27.10.93. Зак. 176.
Объем 1 п.л. Тираж 100 экз. Редакция МГТУ.