

1562693

На правах рукописи

УДК 621.56/.59

Атаров Максим Николаевич

**РАЗРАБОТКА МЕТОДА РАСЧЕТА ОСЕВЫХ
ГАЗОВЫХ ПОДШИПНИКОВ И УПЛОТНЕНИЙ СО СПИРАЛЬНЫМИ
КАНАВКАМИ ТУРБОМАШИН УСТАНОВОК
ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ХОЛОДА.**

**05.04.03 - Машины и аппараты холодильной и криогенной техники и
систем кондиционирования.**

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

М.Н.Атаров

Москва, 1999

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э.Баумана и Ракетно-космической корпорации "Энергия" им. С.П.Королева.

Научный руководитель:

доктор технических наук
профессор Пешти Ю.В.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук
профессор Пластинин П.И.
кандидат технических наук
Давыдов А.Б.

Ведущее предприятие:

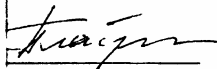
АООТ "ВНИИхолодмаш - Холдинг"

Защита диссертации состоится "30" июня 1999г. в 14³⁰ час. на заседании Диссертационного совета, Д.053.15.07 в Московском государственном техническом университете им.Н.Э.Баумана по адресу: 107005, Москва, Лефортовская набережная, д.1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ.

Отзывы в двух экземплярах просим направлять по адресу: 107005, Москва, 2-я

___ 1999г.

 /Пластинин П.И./

1562683

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1562683

Атаров М. Н. Разработка ме-

15622683

Актуальность темы. В состав многих современных систем для получения холода входят расширительные и компрессорные турбомашин, особенною большинства которых является быстроходность и малая мощность на валу. В таких установках подшипники качения, а также масляная система смазки уплотнений и подшипников скольжения неприменимы в виду их малого моторесурса, либо из-за высоких потерь на мощность трения в них. Порой превышающих мощность на валу турбомашин. Одним из технических решений в этом случае является применение уплотнений и подшипников с газовой смазкой или магнитным подвесом. Однако из-за сложности и высокой стоимости магнитных систем они не могут пока конкурировать с газовой смазкой, особенно в малогабаритных высокооборотных машинах низкотемпературных установок.

Газовая смазка обладает известными преимуществами, в том числе малыми потерями на трение. С понижением температуры мощность трения в газовой смазке снижается пропорционально уменьшению вязкости газа.

Цель работы - разработка метода расчёта основных характеристик осевых газовых подшипников и уплотнений со спиральными канавками (СК) для турбомашин низкотемпературных установок.

Для осуществления данной цели необходимо решить следующие основные задачи.

1. Разработать физическую и математическую модели работы осевых гибридных, газостатических и газодинамических подшипников и уплотнений со СК.

2. Разработать методику расчёта несущей способности, жёсткости, момента газодинамического трения и расхода газа осевых газовых подшипников и уплотнений со СК с использованием современных математических методов и компьютерной техники.

3. Разработать методы прогнозирования устойчивости работы осевого газостатического подшипника ("пневмомолот") и расчёта собственной частоты колебаний неподвижного кольца осевого газодинамического уплотнения (ОГДУ) со СК.

4. Провести экспериментальные исследования, подтверждающие корректность решения поставленной задачи.

5. Внедрить результаты теоретического и экспериментального исследований в народное хозяйство России и учебный процесс МГТУ имени Н.Э.Баумана.

Методы исследования. Использовались теоретические и экспериментальные методы исследования основных характеристик осевых газовых подшипников и уплотнений. При выводе теоретических зависимостей применялись уравнения Навье-Стокса, неразрывности, энергии и состояния. Конечно-разностная аппроксимация уравнения Рейнольдса производилась с использованием интегро-интерполяционного метода и решалась методом последовательной верхней релаксации. При рассмотрении устойчивости работы газостатического подшипника использовался критерий устойчивости Рауса-

Гурвица. Экспериментальные исследования проводились в лабораторных условиях с использованием современной измерительной аппаратуры, специально разработанных установок и приборов.

Научная новизна.

1. Для конечно-разностной аппроксимации уравнения Рейнольдса, записанного в рамках модели Бургдорфера, реализован метод последовательной верхней релаксации.

2. Принимается переменным коэффициент расхода газа через дроссели осевых газостатического и гибридного газового подшипников со СК.

3. Впервые предложена конструктивная схема двустороннего осевого газодинамического подшипника (ОГДП) с использованием отрицательного угла закрутки СК для применения её в установках с односторонней осевой силой. Составлена программа расчёта такого типа подшипника.

4. Впервые предложен метод расчёта осевого газостатического подшипника со СК.

5. Впервые получена зависимость для определения динамической устойчивости (“пневмомолот”) невращающегося ротора под действием газостатических сил работы газостатического осевого подшипника со СК.

6. Впервые предложен метод расчёта гибридного газового осевого подшипника со СК, работающего при любых эксцентриситетах.

7. Впервые предложен метод расчёта осевого газодинамического уплотнения со СК с учётом изотермичности течения в смазочном слое.

8. При проведении эксперимента впервые предложено использовать механотрон для замера бесконтактным способом осевых перемещений вращающегося ротора.

9. Впервые разработана методика моделирования осевых газовых подшипников и уплотнений со СК с использованием теории подобия.

Практическая значимость и реализация результатов работы.

1. Предложенные методики расчёта основных характеристик осевых газовых подшипников и уплотнений со СК, полученные численные и экспериментальные результаты исследований можно непосредственно использовать при проектировании турбомашин низкотемпературных установок с подшипниковыми узлами на газовой смазке. Алгоритмы методов расчёта реализованы на ЭВМ в виде прикладных программ, составленных на алгоритмическом языке Turbo Pascal.

2. Разработан метод, позволяющий переносить результаты расчётов и экспериментальных исследований подшипников и уплотнений конкретного изделия на изделия с другими размерами и условиями работы.

3. Результаты завершённых исследований работы в виде конструкции гибридного газового осевого подшипника со СК использованы при модернизации в безмасляный вариант магистрального центробежного компрессора ГПА-Ц-6,3 для перекачки природного газа.

4. Предложенные методики и программы расчёта осевых газовых подшипников со СК используются в учебном процессе МГТУ им. Н.Э.Баумана

для расчёта и конструирования подшипниковых узлов турбомашин установок для получения холода при выполнении курсовых и дипломных проектов.

Апробация работы. Диссертация обсуждалась на заседании кафедры “Холодильной, криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения” МГТУ им. Н.Э.Баумана и НТС РКК “Энергия” им.С.П.Королёва.

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 254с., в т.ч. 137с. машинописного текста, 106 рис., 9 таблиц и 8 приложений на 81с.

Содержание работы.

Во введении обоснована актуальность работы.

В первой главе проведён анализ существующих конструктивных схем газовых подшипников и уплотнений, причём рассматривались только осевые опоры, как наименее изученные. В результате анализа в качестве оптимальной, обладающей максимальной несущей способностью и жёсткостью, была выбрана конструкция ОГДП со СК закрытого типа и нагнетанием газа к центру, расчётная модель которого представлена на рис.1. Методики расчёта ОГДУ вращающихся валов основываются на теории ОГДП со СК. В главе показана перспективность применения в качестве осевой опоры гибридного (газодинамика плюс газостатика) газового подшипника со СК. Осуществление подачи газа в его рабочий зазор на периоды пуска и выбега машины позволяет исключить “сухое” трение между рабочими поверхностями подшипника, а, следовательно, их тепловую деформацию и преждевременный износ.

В главе приведён обзор отечественной и иностранной литературы. Отмечен значительный вклад ряда учёных в развитие теории осевых газовых подшипников и уплотнений со СК (Емельянов А.В., Болдырев Ю.Я., Ден Г.Н., Лучин Г.А., Сухиненко В.Е. и др.). Однако математические модели ОГДП и ОГДУ со СК не достаточно совершенны и дают значительные погрешности при больших эксцентриситетах и параметрах сжимаемости. В одной части работ ведутся расчёты по неопубликованным программам для ЭВМ, в другой – по аналитическим зависимостям, полученным путём линеаризации уравнения газовой смазки на основании теории узких канавок Уиппла (не учитываются эффекты сжимаемости и скольжения в газовом слое, принимаются постоянными плотность и градиенты давления по ширине области канавка-выступ, используется линеаризованная модель подшипника бесконечной длины). При расчёте газостатических подшипников принимается постоянным коэффициент расхода газа через дроссель, что, как показали экспериментальные данные, неверно. Отсутствуют работы, посвящённые расчёту осевых гибридных газовых опор со сложной геометрией рабочего зазора, в частности со спиральными канавками. Общий подход при расчёте гибридных опор основывается на применении принципа “суперпозиции” – независимости действия газодинамической и газостатической составляющих

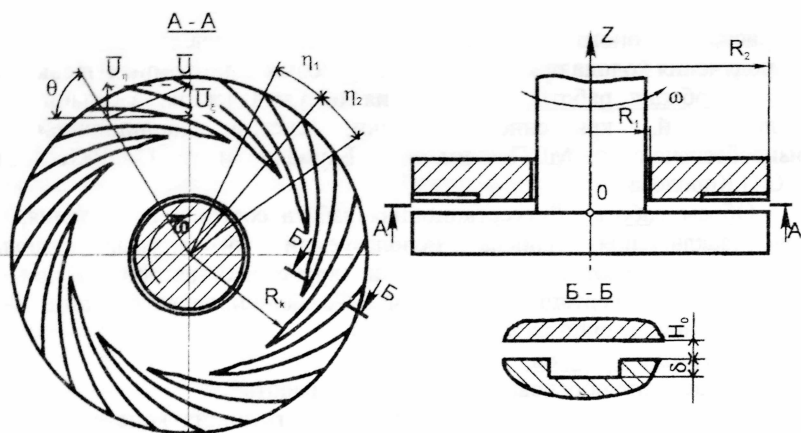


Рис.1.
Расчётная модель осевых газодинамического подшипника
и уплотнения со спиральными канавками

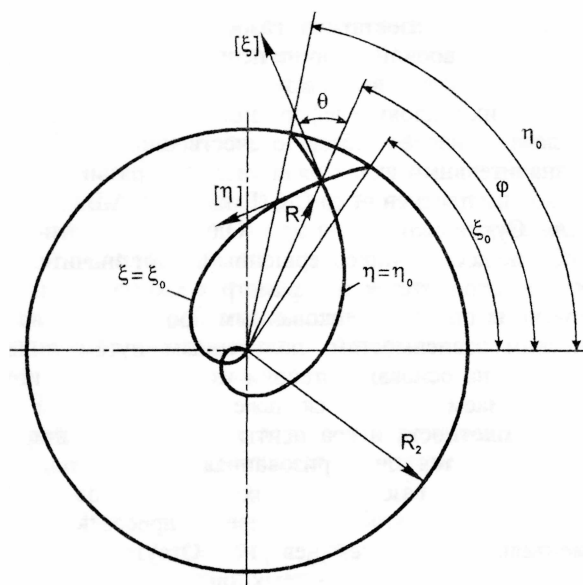


Рис.2.
Спиральные координаты на плоскости

несущей способности. При больших эксцентриситетах работы подшипника возникают нелинейные эффекты и его расчёт с применением принципа “суперпозиции” приводит к большим погрешностям.

На основании проведённого литературного обзора были сформулированы цель работы и основные задачи, которые нужно решить для её достижения.

Во второй главе описываются математические модели работы осевых газостатических, гибридных, газодинамических подшипников и уплотнений со СК. Для нахождения профиля распределения давления в слое газовой смазки необходимо решить уравнение Рейнольдса (уравнение газовой смазки), представляющего собой предельный случай уравнений Навье-Стокса - уравнений динамики вязких ламинарных потоков сжимаемого газа - совместно с уравнением неразрывности при следующих допущениях: газовая смазка рассматривается как сплошная среда, но с учётом скольжения газового слоя на граничных рабочих поверхностях в рамках модели Бургдорфера; динамический коэффициент вязкости смазки μ не зависит от давления газа; режим течения в смазочном слое является ламинарным; тепловой режим в смазочном слое можно считать изотермическим; силами инерции смазки можно пренебречь.

Уравнение Рейнольдса для осевых гибридных, газодинамических подшипников и уплотнений со спиральными канавками в безразмерной форме и спиральной системе координат, представленной на рис.2, имеет вид.

$$\frac{\partial}{\partial \xi} \left[\frac{h^3}{2 \sin^2 \theta} \frac{\partial \pi}{\partial \xi} + \Lambda \bar{r}^2 h \sqrt{\pi} \right] + \frac{\partial}{\partial \eta} \left[\frac{h^3}{2 \cos^2 \theta} \frac{\partial \pi}{\partial \eta} + \Lambda \bar{r}^2 h \sqrt{\pi} \right] = 0, \quad (1)$$

$$\text{где } h = \frac{H}{H_0}; \quad \bar{r} = \frac{r}{R_2}; \quad \pi = \left(p + \frac{6m_0}{h} \right)^2; \quad p = \frac{P}{P_a}; \quad m_0 = \frac{l_a}{H_0}; \quad \Lambda = \frac{6\mu\omega}{P_a} \left(\frac{R_2}{H_0} \right)^2,$$

H – текущая высота зазора в слое смазки, м; H_0 – высота зазора в области выступа, м; P – текущее давление в слое смазки, Па; P_a – давление среды, окружающей подшипник или уплотнение, Па; r и R_2 – текущий и внешний радиусы подпятника соответственно, м; l_a – длина свободного пробега молекул газа при атмосферном давлении, м; ω – угловая скорость вращения ротора, рад/с;

Уравнение Рейнольдса представляет собой нелинейное дифференциальное уравнение второго порядка эллиптического типа с разрывными коэффициентами. При интегрировании этого уравнения используется метод конечных разностей. Ввиду равнозначности течения газа в каждой паре канавка-выступ за расчётную область принимается одна пара канавка-выступ, показанная на рис.3. В ней строится равномерная основная и вспомогательная сетка по пространственным координатам таким образом, чтобы линии разрыва микропрофиля совпадали с линиями сетки. Конечно-разностный аналог уравнения Рейнольдса записывается с использованием интегро-интерполяционного метода по девятиточечному шаблону, представленному на рис.4. Для решения системы разностных нелинейных

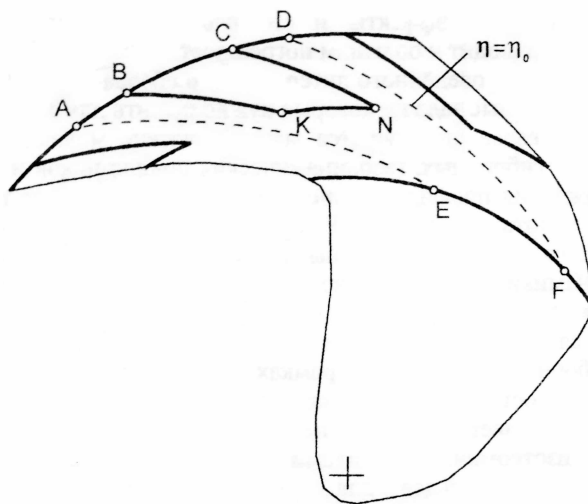


Рис.3.
Расчётная область пары канавка-выступ

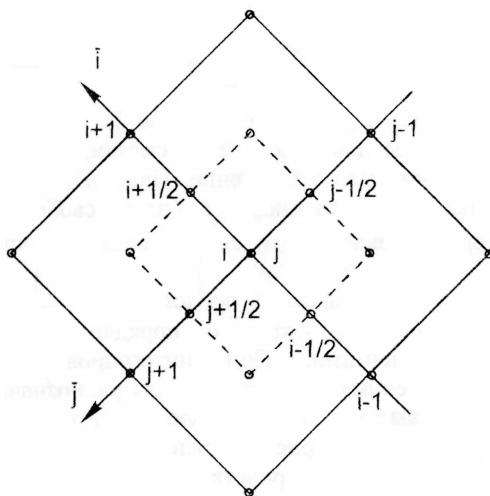


Рис.4.
Шаблон для решения уравнения Рейнольдса
методом последовательной верхней релаксации

алгебраических уравнений используется метод последовательной верхней релаксации.

Граничные условия для уравнения Рейнольдса в безразмерной форме имеют вид:

Условие периодичности давления

$$p(\varphi, \bar{r}) = p\left(\varphi + \frac{2\pi}{n_k}, \bar{r}\right); \quad (2)$$

Условия непрерывности на линиях разрыва микропрофиля

$$\text{- давления: } p^- = p^+; \quad (3)$$

$$\text{- массового расхода газа: } G_n^- = G_n^+; \quad (4)$$

Краевые граничные условия:

- газодинамический осевой подшипник:

$$p = 1 \text{ при } \bar{r} = \bar{r}_1 \text{ и } \bar{r} = 1; \quad (5)$$

- газодинамическое осевое уплотнение:

$$p = 1 \text{ при } \bar{r} = \bar{r}_1; \\ p = p_y \text{ при } \bar{r} = 1; \quad (6)$$

- гибридный газовый осевой подшипник:

$$p = 1 \text{ при } \bar{r} = \bar{r}_1 \text{ и } \bar{r} = 1; \\ p = p_m \text{ при } \bar{r} = \bar{r}_c. \quad (7)$$

Здесь p_y - уплотняемое давление газа, p_m - давление газа после дросселя.

Впервые предлагается конструкция двустороннего ОГДП с использованием отрицательного угла закрутки СК для машин с односторонне действующей осевой силой. При использовании в таких машинах обычной конструкции двустороннего ОГДП со СК несущей будет являться только одна из торцевых поверхностей. Изменение угла закрутки СК профилированного подпятника со стороны действия осевой нагрузки на противоположный позволит увеличить суммарную несущую способность подшипника за счёт создания дополнительного несущего газового слоя. При этом работа элементов подшипника на стороне с отрицательным углом закрутки канавок подобна работе центробежного вакуумного насоса.

Уравнение Рейнольдса для стороны подшипника с отрицательным углом закрутки СК в безразмерной форме имеет следующий вид.

$$\frac{\partial}{\partial \xi} \left[\frac{h^3}{2 \sin^2 \theta} \frac{\partial \pi}{\partial \xi} - \Lambda r^{-2} h \sqrt{\pi} \right] + \frac{\partial}{\partial \eta} \left[\frac{h^3}{2 \cos^2 \theta} \frac{\partial \pi}{\partial \eta} - \Lambda r^{-2} h \sqrt{\pi} \right] = 0, \quad (8)$$

$$\text{где } \pi = \left(p - \frac{6m_0}{h} \right)^2.$$

Граничные условия, метод решения и итерационный процесс для этого уравнения такие же, как и для уравнения (1).

Предлагаемая конструкция позволяет:

- без изменения размеров подшипника перейти на большие величины рабочих зазоров, что снижает требования к точности изготовления его рабочих поверхностей и повышает безопасность работы;
- при сохранении величин рабочих зазоров уменьшить габариты подшипника;
- при сохранении величин рабочих зазоров и габаритов подшипника увеличить его суммарную несущую способность.

Основные характеристики осевых газовых подшипников и уплотнений со СК можно определить по следующим зависимостям.

- Несущая способность.

$$F = P_a R_2^2 \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^1 (p-1) r dr d\varphi \quad (9)$$

- Жёсткость газового слоя смазки.

$$K = \frac{dF}{dH} \quad (10)$$

- Радиальный массовый расход газа (утечка) через газовый слой смазки.

$$G_r = \frac{n_k H_0^3 P_a^2}{12 \mu z_e R_e T_a} \int_{r_0 + \lg \theta \ln r}^{n_0 + \lg \theta \ln r + \frac{2\pi}{n_k}} h^3 \left(p + \frac{6m_0}{h} \right) \left(\frac{\partial p}{\partial \eta} \lg \theta - \frac{\partial p}{\partial \xi} \operatorname{ctg} \theta \right) d\varphi \quad (11)$$

- Момент газодинамического трения.

$$M_{\text{тр}} = \frac{P_a H_0 R_2^2}{6} \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^1 \left(\frac{\Lambda r^{-3}}{h + \frac{2m_0}{p}} - 3hr^{-2} \left(\frac{\partial p}{\partial \xi} + \frac{\partial p}{\partial \eta} \right) \right) r dr d\varphi \quad (12)$$

Для расчёта гибридных газовых подшипников впервые предлагается методика, исследующая движение в смазочном слое с учётом подачи газа под давлением. Среднее значение давления после дросселей P_m выступает в роли граничного условия при интегрировании уравнения Рейнольдса и определяется, исходя из равенства расходов газа через дроссели и рабочий зазор (щель).

$$G_{op} = G_m n_{dp}, \quad (13)$$

$$G_m = \frac{\pi d_c H_m \xi_c P_s \Phi_m}{\sqrt{R_e T_s z_e}}, \quad (14)$$

$$G_{\text{щ}} = G_r^d + G_r^K, \quad (15)$$

где d_c - диаметр дросселя; H_m - зазор под дросселем; P_s и T_s - соответственно давление и температура наддува газа; R_e - газовая постоянная; z_e - коэффициент сжимаемости газа; n_{dp} - количество дросселей; G_r^d и G_r^K -

соответственно расходы газа через диффузорную и конфузорную области подшипника, определяемые по формуле (11); G_m - расход газа через дроссель;

$$\Phi_m = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left(\frac{-2}{p_m^k - p_m^k} \right)} \quad (16)$$

- для докритического истечения газа и

$$\Phi_m = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (17)$$

- для критического истечения газа, где k - показатель политропы газа.

Впервые для расчёта гибридного газового подшипника со СК предлагается использовать уточнённую эмпирическую зависимость для коэффициента расхода газа ξ_c , полученную Русаковым А.И.

$$\xi_c = 1 + \left(0,396783 - \frac{0,196733}{m_c} \right) \cdot \ln \left(1 - \frac{1}{\text{Re}^{0,1056}} \right) + \left(59,47335 + \frac{1}{m_c^{0,00274} - 1,015676} \right) \cdot \ln \left(1 - \frac{1}{\text{Re}^{0,3168}} \right) - \left(34,74773 + \frac{1}{m_c^{0,063558} - 0,97429} \right) \cdot \ln \left(1 - \frac{1}{\text{Re}^{0,6334}} \right) \quad (18)$$

Здесь значение числа Рейнольдса для “кольцевого сопла” равно

$$\text{Re} = \frac{4G_m}{\pi d_c \mu}, \text{ а модуль дросселя равен } m_c = \frac{4H_m}{d_c}.$$

Во избежание аварийных режимов на рабочих частотах вращения при проектировании газостатического осевого подшипника со СК производится его проверка на динамическую устойчивость (“пневмомолот”) невращающегося ротора под действием газостатических сил. Явление “пневмомолота”, проявляется в виде самовозбуждающихся гармонических колебаний невращающегося ротора относительно положения статического равновесия при определённых сочетаниях геометрических размеров подшипника и параметров подаваемого в него газа. Рассматривая газостатический осевой подшипник со СК, в котором газовый смазочный слой уравнивает ротор с пятой массой m_p , пренебрегая внешним демпфированием и, зная, что пята может перемещаться только в осевом направлении, уравнение её движения записывается в виде:

$$m_p \Delta H_m'' = \Delta F \quad (19)$$

Принимается, что давление газа P_m и высота зазора H_m меняются по гармоническому закону, давление газа в зазоре в положении устойчивого равновесия равно P_{m0} .

Исходя из баланса скоростей изменения массы газа в зазоре подшипника, при вибрациях одной из ограничивающих его поверхностей, уравнение (19) после ряда математических действий преобразуется в дифференциальное уравнение третьей степени с постоянными коэффициентами C .

$$\Delta H_m''' + C_2 \Delta H_m'' + C_1 \Delta H_m' + C_0 = 0, \quad (20)$$

Используя критерий Рауса-Гурвица для соответствующего ему характеристического уравнения, выводится условие устойчивости работы подшипника.

$$\frac{\left. \frac{\partial G_{op}}{\partial P_m} \right|_{P_{m0}} + \left. \frac{\partial G_{из}}{\partial P_m} \right|_{P_{m0}}}{\left. \frac{\partial G_{из}}{\partial H_m} \right|_{H_{m0}}} > \frac{\left. \frac{\partial G_3}{\partial P_m} \right|_{P_{m0}}}{\left. \frac{\partial G_3}{\partial H_m} \right|_{H_{m0}}}, \quad (21)$$

где масса газа в зазоре подшипника G_3 определяется выражением

$$G_3 = \frac{2\pi R_2^2 P_a H_0}{R_g T_a} \int_{r_1}^{r_2} h p r dr. \quad (22)$$

Проведённый разными исследователями подробный анализ теплопередачи между торцевыми поверхностями колец уплотнения и уплотняемым газом показал, что в гладкой зоне происходит расширение газа, близкое к изотермическому. Следовательно, любой тепловой поток от уплотняющих торцевых поверхностей к слою газа или в другом направлении приводит к их деформации. Однако в существующих методах расчёта это не нашло отражения. Изотермичность течения газа в смазочном слое ОГДУ со СК впервые учтена в предлагаемой методике, исходя из того, что понижение температуры в результате изотермического расширения газа в зазоре должно компенсироваться выделением теплоты при газодинамическом трении.

$$Q_{из} = N_{тр}, \quad (23)$$

где теплота изотермического расширения газа

$$Q_{из} = G_r R_g T_a \ln \left(\frac{P_{сн}}{P_a} \right), \quad (24)$$

мощность газодинамического трения

$$N_{тр} = M_{тр} \omega. \quad (25)$$

$P_{сн}$ - давление газа на границе профилированной и гладкой областей уплотнения.

Невращающееся кольцо уплотнения относительно корпуса устанавливают упруго, что позволяет на порядок снизить точность сборки уплотнения. Недостатком такой упругой установки является возникновение вынужденных угловых колебаний этого элемента уплотнения под действием угловых гармонических перемещений λ вращающегося кольца. Возмущённое движение невращающегося уплотнительного кольца массой m_k в системе координат XYZ с центром в точке O, рис.5, описывается системой уравнений Эйлера.

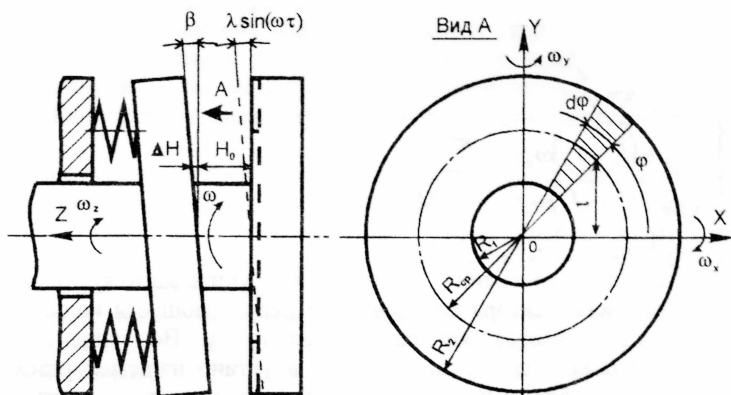


Рис.5.

Схема для расчёта угловой жёсткости слоя газа в зазоре
осевого газодинамического уплотнения со спиральными канавками

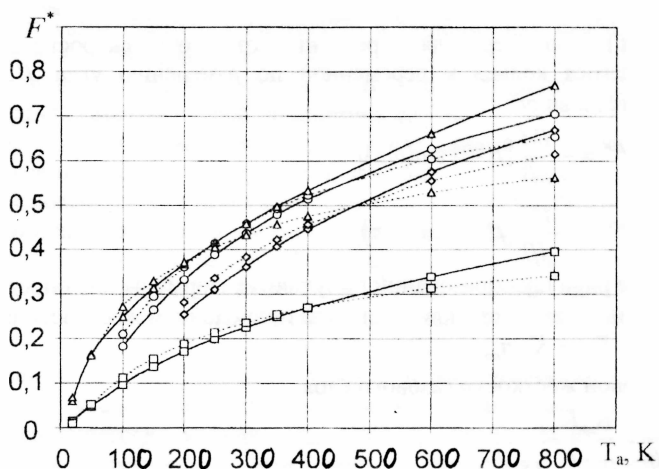


Рис.6.

Зависимость несущей способности осевого газодинамического подшипника
со спиральными канавками от температуры окружающей его среды.

$P_a = 1,013 \cdot 10^5$ Па; $R_1 = 0,038$ м; $R_k = 0,05$ м; $R_2 = 0,063$ м; $H_0 = 5$ мкм; $\delta = 10$ мкм;
 $\theta = 72^\circ$; $N_k = 18$; $\omega = 1000$ с $^{-1}$; рабочая среда:

○ воздух; □ водород; Δ гелий; ◇ углекислый газ;

— предлагаемая методика; методика решения линеаризованного
уравнения Рейнольдса с учётом скольжения и сжимаемости газового слоя.

$$\begin{cases} m_k \ddot{x} = \sum F_x \\ m_k \ddot{y} = \sum F_y \\ m_k \ddot{z} = \sum F_z \\ I_x \dot{\omega}_x + (I_z - I_y) \omega_y \omega_z = \sum M_x \\ I_y \dot{\omega}_y + (I_x - I_z) \omega_x \omega_z = \sum M_y \\ I_z \dot{\omega}_z + (I_y - I_x) \omega_y \omega_x = \sum M_z \end{cases} \quad (26)$$

Первые два уравнения системы не учитываются, поскольку под действием главного вектора сил давления невращающееся кольцо прижато к корпусу и удерживается упругими элементами. Возмущённое движение уплотнительного кольца рассматривается в установившемся режиме работы уплотнения, при рабочих числах оборотов ротора, поэтому третье уравнение системы также обращается в нуль, поскольку отсутствует перемещение ротора вдоль оси OZ. В виду малого значения коэффициента газодинамического трения в зазоре уплотнения принимаются равными нулю величины ω_z и $\sum M_z$. С учётом равенства $I_x = I_y = I_{\text{кол}}$, последнее уравнение системы (26) обращается в нуль. Переходя в уравнениях от угловой скорости ω перемещения невращающегося кольца к переменной по изменению угла β , система (26) преобразуется к виду.

$$\begin{cases} I_{\text{кол}} \beta'' = -\frac{dM}{d\beta} [\beta - \lambda \sin(\omega\tau)] \\ I_{\text{кол}} \beta'' = -\frac{dM}{d\beta} [\beta - \lambda \cos(\omega\tau)] \end{cases}, \quad (27)$$

После ряда преобразований получаются формулы для определения

- квазистатической эквивалентной приведённой жёсткости системы $K_{\text{эkv}} = K_{\text{сп}} + K_{\text{np}} n_{\text{np}}$; (28)

- угловой жёсткости газового слоя

$$\frac{dM}{d\beta} = \frac{R_{\text{сп}}^2 K_{\text{эkv}}}{2}; \quad (29)$$

- частоты собственных колебаний невращающегося кольца уплотнения

$$f_{\text{кол}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{I_{\text{кол}}} \frac{dM}{d\beta}}, \quad (30)$$

Здесь $R_{\text{сп}} = (R_1 + R_2)/2$; $K_{\text{сп}}$ и K_{np} - соответственно жёсткости газового слоя и пружин уплотнения; n_{np} - количество пружин в уплотнении.

Для расчёта основных характеристик и анализа устойчивости ОГДП и ОГДУ со СК, а также для гибридного подшипника по разработанным методикам были составлены программы на алгоритмическом языке Turbo

Pascal. Зависимость безразмерной несущей способности ОГДП со СК от температуры окружающей его среды для разных газов приведена на рис.6. Сплошной линией показаны результаты расчёта по предлагаемой методике, пунктирной линией – по методике расчёта, основанной на линеаризации уравнения Рейнольдса с учётом эффектов скольжения и сжимаемости газового слоя.

Анализируя результаты расчёта, были сделаны следующие выводы.

1. Газодинамический осевой подшипник со спиральными канавками.

а) С увеличением рабочего зазора (с уменьшением параметра сжимаемости) несущая способность, жёсткость и момент газодинамического трения подшипника уменьшаются.

б) С понижением температуры окружающей подшипник среды снижается несущая способность, жёсткость и момент газодинамического трения, а радиальный массовый расход газа увеличивается, в связи с уменьшением вязкости смазочного газового слоя.

2. Двусторонний ОГДП с использованием отрицательного угла закрутки СК.

а) Несущая способность предлагаемой конструкции выше в 1,6 раза, чем у одностороннего ОГДП со СК при оптимальных параметрах.

б) Момент газодинамического трения в подшипнике слабо зависит от поля распределения давления в газовом слое и больше определяется величинами рабочего зазора, вязкости газа, глубиной и шириной СК.

3. Гибридный газовый осевой подшипник со СК.

а) С увеличением давления наддува газа, диаметра дросселей и их количества давление газа после дросселя, несущая способность, жёсткость и радиальный массовый расход газа увеличиваются. При этом зона неустойчивой работы подшипника смещается в область малых эксцентриситетов.

б) Использование предлагаемой методики в отличие от принципа “суперпозиции” при расчёте гибридных газовых опор не приводит к завышенным значениям несущей способности и жёсткости подшипника.

4. Газодинамическое осевое уплотнение со СК.

а) Большие величины рабочего зазора при изотермическом течении, а, следовательно, и утечек газа, получаются в случае высоких окружных скоростей вращающегося кольца уплотнения, когда велика мощность газодинамического трения и при малых значениях относительного уплотняемого давления P_v , когда недостаточна величина теплоты изотермического расширения газа.

В третьей главе представлены результаты экспериментального исследования двусторонних осевых гибридного, газостатического и газодинамического подшипников со СК. Приводятся описание стенда и установки для проведения эксперимента, методика проведения испытаний. Замер текущего рабочего зазора в исследуемом подшипнике производился косвенным образом по перемещению торца ротора установки, замеряемого при помощи механотрона. Впервые предлагается использовать новую магнитную

систему с механотроном для замера перемещений в осевом направлении вращающегося ротора бесконтактным способом. При замере несущей способности газостатического подшипника использовалось пневматическое устройство для имитации осевой нагрузки на исследуемый подшипник. Частота вращения ротора установки измерялась с помощью датчика Холла, поле распределения давления в смазочном слое исследуемого подшипника – с помощью дифференциальных датчиков давления. При замере момента газодинамического трения корпус исследуемого ОГДП располагался в газостатическом подвесе, в котором момент трения передается на упругую пластину, жёстко связанную штангой с корпусом исследуемого подшипника. Изгибные напряжения в пластине регистрировались с помощью наклеенных на неё тензорезисторов, подключённых к тензоусилителю. Производился замер следующих величин: для всех трёх типов подшипников - поле распределения давления в смазочном слое; для газостатического подшипника – несущая способность, проверка подшипника на динамическую устойчивость (“пневмомолот”) и радиальный массовый расход газа; для газодинамического подшипника – момент газодинамического трения. В результате сравнения экспериментальных значений с теоретическими зависимостями был сделан вывод о хорошем соответствии математических моделей их физическим аналогам. Расхождения величин лежат в диапазоне (6...22)% для разных типов замеров.

В четвёртой главе для осевых газовых подшипников и уплотнений со СК представлены рекомендации по их проектированию и методика моделирования их работы с применением критериев подобия. Ниже представлен пример использования критериев подобия для расчёта гибридного газового осевого подшипника со СК.

Размеры и параметры подшипника	Рассчитанный подшипник для работы на водороде	Поверочный расчёт подшипника для работы на воздухе
R_1 , м	0,038	0,038
R_c , м	0,044	0,044
R_k , м	0,05	0,05
R_2 , м	0,063	0,063
θ , град	72	72
H_0 , мкм	30	30
δ , мкм	60	60
d_c , м	0,0005	0,0005
$n_{лр}$	8	8
n_k	12	12
$P_{аб}$, Па	101300	<u>231100</u>
$P_{гб}$, Па	500000	<u>1140700</u>
$T_{аб}$, К	100	293
$T_{гб}$, К	100	293

μ , Па·с	$3,724 \cdot 10^{-6}$	$1,884 \cdot 10^{-5}$
ω , с ⁻¹ (об/мин)	1000 (9554)	<u>452 (4318)</u>
R_r , Дж/(кг·К)	4125	287
F , Н	40,4	<u>92,2</u>
K , Н/м	$2,162 \cdot 10^6$	<u>$4,936 \cdot 10^6$</u>
G_r , кг/с	$1,671 \cdot 10^{-4}$	<u>$8,453 \cdot 10^{-4}$</u>
$M_{тр}$, Н·м	$2,43 \cdot 10^{-3}$	<u>$5,548 \cdot 10^{-3}$</u>

Подчёркнутые параметры рассчитаны с использованием предложенных критериев подобия газовых подшипников.

В этой же главе представлены результаты внедрения данной работы в ВНИИГАЗ'е на компрессорном агрегате ГПА-Ц-6,3 для перекачки природного газа, который представляет собой негерметичный двухступенчатый турбокомпрессор, ротор которого вращается в масляных подшипниках скольжения. С целью создания экологически чистого компрессора ВНИИГАЗ предложил использовать магнитную муфту. Это даёт возможность сделать агрегат герметичным и использовать газовую систему смазки. Радиальные подшипники представляют собой газостатические пятисегментные подшипники, а осевой – двусторонний гибридный газовый осевой подшипник со СК. В результате модернизации габариты агрегата уменьшились почти в полтора раза, снизились эксплуатационные расходы. Использование газовых подшипников привело к снижению мощности трения в 44 раза. При этом необходимый расход газа для наддува в рабочий зазор газовых подшипников составляет 0,25% от его общего расхода через агрегат.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработан и апробирован метод решения пространственной задачи газовой смазки для определения профиля давления в газовом слое и основных интегральных характеристик (несущая способность, жёсткость газового слоя, радиальный массовый расход газа, момент газодинамического трения, собственная частота колебаний) осевых газодинамического, газостатического, гибридного газового подшипников и газодинамического уплотнения со СК Новизна метода заключается в том, что
 - для конечно-разностной аппроксимации уравнения Рейнольдса, реализован метод последовательной верхней релаксации;
 - принимается переменным коэффициент расхода газа через дроссели газостатического и гибридного газового подшипников.
2. Впервые для повышения несущей способности смазочного слоя предложена конструктивная схема двустороннего ОГДП с использованием отрицательного угла закрутки СК для применения её в установках с односторонней осевой силой. Составлена программа расчёта такого типа подшипника. Поданы две заявки на изобретение (№ 98115468 от 10.08.98 и № 98116443 от 31.08.98).
3. Впервые предложен метод расчёта осевого газостатического подшипника со СК.

- 4 Впервые получена зависимость для определения динамической устойчивости (“пневмомолот”) невращающегося ротора с газостатическим осевым подшипником со СК.
- 5 Впервые предложен метод расчёта гибридного газового осевого подшипника со СК, работающего при любых эксцентриситетах.
- 6 Впервые предложен метод расчёта осевого газодинамического уплотнения со СК с учётом изотермичности течения в смазочном слое.
- 7 Создан стенд для экспериментальных исследований осевых газовых подшипников со СК по определению несущей способности, зоны устойчивой работы, массового расхода газа, момента газодинамического трения и радиального профиля распределения давления в рабочем зазоре. Результаты эксперимента подтвердили адекватность теоретических исследований их физическим аналогам.
- 8 При проведении эксперимента впервые предложено использовать механотрон для замера бесконтактным способом осевых перемещений вращающегося ротора. Подана заявка на изобретение (№98119095 от 21.10.98).
- 9 Впервые разработана методика моделирования осевых газовых подшипников и уплотнений со СК с использованием теории подобия. Представлены основные рекомендации по их проектированию, и приведены результаты их внедрения в народное хозяйство России и учебный процесс МГТУ им.Н.Э.Баумана.

Основные положения диссертации изложены в работах:

1. Атаров М.Н., Пешти Ю.В. Бесконтактное газовое торцевое уплотнение со спиральными канавками // Вестник МГТУ им. Н.Э.Баумана. Машиностроение. – 1996. - Специальный выпуск. Криогенная и холодильная техника. Криомедицина. - С. 118-124.
2. Атаров М.Н., Пешти Ю.В. Методика расчёта осевого газодинамического подшипника со спиральными канавками // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1999. - №1. – С. 46-59.
3. Атаров М.Н., Пешти Ю.В. Влияние направления угла закрутки спиральных канавок в двустороннем газодинамическом осевом подшипнике на его несущую способность // Ракетно-космическая техника. Труды. РКК “Энергия” им. С.П.Королёва. Серия XII. – 1999. - Вып.3-4.
4. Атаров М.Н., Пешти Ю.В. Методика расчёта гибридного газового осевого подшипника со спиральными канавками // Ракетно-космическая техника. Труды. РКК “Энергия” им. С.П.Королёва. Серия XII. – 1999. - Вып.3-4.

