

М 259077

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н. Э. Баумана

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

На правах рукописи

Виктор Семенович ЯНКОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ГАЗОВЫХ ОПОР МАЛОРАСХОДНЫХ
ТУРБОДЕТАНДЕРОВ И ТУРБОХОЛОДИЛЬНИКОВ

(Специальность 05.04.03 — Гидравлические машины,
машины и аппараты холодильной и криогенной техники)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в Московском ордена Ленина и ордена
Трудового Красного Знамени высшем техническом училище
им. Н. Э. Баумана.

Научный руководитель —
кандидат технических наук, доцент Ю. В. ПЕШТИ.

Официальные оппоненты:
доктор технических наук, профессор В. С. БЕКНЕВ,
кандидат технических наук А. Н. БРАГИН.

Ведущее предприятие—указано в решении Ученого Совета.

Автореферат разослан « » 1975 г.

Защита диссертации состоится « » 1975 г.

на заседании « » «строение»
МВТУ им. Н. Э. Баумана, дом набереж-

Отзыв енный пе-
чатую уч. Москва,
107005, 2-й вет.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ.

Ученый секретарь кандидат наук ИН Э. А.

М 259077

Актуальность тем. Опоры с газовой смазкой используют в различных турбомашинах. Накоплены тысячи часов их безаварийной работы. Применение опор с газовой смазкой в турбомашинах обусловлено их несомненными преимуществами по сравнению с подшипниками качения и подшипниками с жидкостной смазкой. К этим преимуществам можно отнести:

1) способность работы при низких и высоких температурах; 2) незначительное трение, которое дает возможность достичь высокого числа оборотов без больших затрат энергии и охлаждения; 3) возможность использования рабочего тела установки в качестве смазки и устранение загрязнений рабочего тела маслом; 4) большой ресурс работы.

Основные проблемы применения опор с газовой смазкой в высокоскоростных турбомашинах связаны со склонностью к потере устойчивости вращения роторов при определенных числах оборотов. Поэтому актуальной задачей теории газовой смазки опор скольжения является дальнейшая разработка методов расчета границ устойчивой работы ротора. Основными параметрами, определяющими границы устойчивой работы ротора, являются предельное число оборотов и небаланс ротора. Определяющей величиной для расчета предельного числа оборотов и допустимого небаланса ротора, вращающегося на подшипниках с газовой смазкой, является несущая способность и жесткость смазочного газового слоя радиальных подшипников.

В настоящее время наибольшее распространение в качестве радиальных опор малорасходных турбодетандеров и турбоохладильников, к которым можно условно отнести турбомашину с объемным расходом газа по входным параметрам турбины меньше $200+300 \text{ м}^3/\text{час}$ и диаметром турбины меньше $100+150 \text{ мм}$, получили подшипники с внешним наддувом газа и одним рядом питающих отверстий. Обычно по условиям эксплуатации подшипники с внешним наддувом малорасходных турбоохладильников и турбодетандеров имеют увеличенный радиальный зазор и небольшой рабочий эксцентриситет. Поэтому несущая способность таких подшипников образуется в основном за счет внешнего наддува газа в рабочий зазор (статическая несущая способность).

Цель работы. Разработка простого и достаточно точного метода расчета статической несущей способности и жесткости радиальных подшипников с внешним наддувом и одним рядом питающих отверстий с учетом реальности течения газа по зазору (учесть окружное течение газа в зазоре и гидropотери на входе в зазор экспериментально оп-



ределенным коэффициентом расхода ограничителя). При этом проанализировать потерю несущей способности газового слоя подшипника при невращающемся роторе.

Методы исследований. В теоретическом исследовании была использована известная модель осевого течения газа по зазору подшипника. При получении численных результатов использована ЭВМ "Мир-1". Результаты расчетов представлены в виде безразмерных графиков.

В экспериментальном исследовании основное внимание уделено замеру полей давления в зазоре подшипника, определению коэффициента расхода ограничителей в виде кольцевых диафрагм и замеру статической несущей способности и жесткости газового слоя радиальных подшипников.

Научная новизна. Разработан метод расчета статической несущей способности и жесткости радиальных подшипников с одним рядом питающих отверстий с учетом переменности коэффициента расхода кольцевых диафрагм и окружного течения газа в зазоре подшипника. Получены зависимости, позволяющие оптимизировать радиальные подшипники по статической жесткости при эксцентриситетах, близких к нулю. Получены зависимости, позволяющие определить момент наступления потери статической несущей способности газового слоя.

Практическая ценность. Получены безразмерные расчетные графики для определения статической несущей способности, жесткости и оптимального диаметра питающих отверстий, который соответствует максимальной жесткости газового слоя. Кроме того, построены безразмерные графики для расчета момента наступления потери статической несущей способности газового слоя.

Полученные результаты работы были использованы при проектировании опорного узла опытного образца турбохолодильника.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на Всесоюзной научно-технической конференции "Вопросы теории и практики судовых энергетических установок", г. Владивосток, 1973, на IV-ой Всесоюзной научно-технической конференции по компрессорному машиностроению, г. Сумы, 1974 и на заседании кафедры "Криогенная техника и кондиционирование" Московского высшего технического училища им. Н. Э. Баумана.

Публикация. По теме диссертации опубликовано 4 работы.

Объем работы. Диссертационная работа с 8 таблицами и 57 рисунками изложена на 174 страницах и состоит из введения, 4-х глав, выводов и приложения. Библиография содержит 93 наименования работ. Приложение представлено на 14 страницах.

В первой главе проведен анализ известных методов расчета несущей способности и жесткости цилиндрических подшипников с внешним наддувом.

В результате анализа установлено, что существующие методы можно условно разделить на две группы. К первой группе относятся методы, основанные на модели двумерного течения газа в зазоре подшипника (осевое и окружное). При этом распределение давления в зазоре определяется на основании решения уравнения Рейнольдса. Ко второй группе относятся методы, основанные на модели осевого течения газа в зазоре.

Из методов расчета первой группы отмечены методы, основанные на аппроксимации дискретного наддува точечными "источниками" (Я.М.Котляр, Н.В.Душин, Л.Г.Степанянец, Лох и др.) и линиями наддува (Хейнрих, Лунд, Вор, Оно и Тамура и др.). Помимо этих методов отмечен также метод неравномерно-распределенного наддува, разработанный в Ленинградском политехническом институте (Н.Д.Заблоцкий, И.Е.Сипенков, Л.Г.Степанянец). Следует отметить, что для реализации методов расчета первой группы необходимы в большинстве случаев быстродействующие ЭВМ с большой памятью, что затрудняет оптимизацию и параметрический анализ подшипников, особенно на стадии эскизного проектирования опор.

В связи со сложностью анализа двумерного течения газа в зазоре рассматриваемого типа подшипников многие авторы сводят задачу к анализу одномерного течения газа между пластинами. Эти методы, основанные на модели осевого течения газа в зазоре, относятся ко второй группе (Шайрс, Гринелл и Ричардсон, С.А.Шейнберг, И.В.Миролюбов и В.М.Шашин, Танг и Гросс, В.А.Максимов, Лемон, Пауэлл, В.М.Кулаков, А.Н.Брагин, Вимер и Пих и др.). Методы второй группы позволяют сравнительно быстро рассчитать характеристики подшипника в широком диапазоне изменений его геометрических размеров, а также провести оптимизацию подшипников по некоторым параметрам, например, по жесткости (С.А.Шейнберг)(А.Н.Брагин). Однако следует отметить, что некоторые методы второй группы основаны на таких упрощениях, как определение расхода через ограничитель по формуле несжимаемой жидкости (С.А.Шейнберг), закон падения давления газа по длине эквивалентной щели принимается линейным (Гринелл и Ричардсон, В.М.Кулаков и др.), окружное течение газа в зазоре подшипника в большинстве случаев не учитывается совсем, либо недостаточно точно. Все эти упрощения снижают точность расчета параметров подшипника.

Достоверность определения основных характеристик подшипника (несущая способность, жесткость, расход) по методам обеих групп существенно зависит от величины коэффициента расхода ограничителей. Тщательное экспериментальное определение коэффициента расхода ограни-

чителей в виде кольцевых диафрагм, которые более подходят для подшипников малорасходных турбомашин, насколько нам известно, не проводилось и поэтому многие авторы выбирают его произвольно (величина его колеблется у различных авторов от 0,63 до 1). Причем, при изменении эксцентриситета он не меняется.

При расчете несущей способности и жесткости подшипника с внешним наддувом важно знать, как эти характеристики меняются при изменении эксцентриситета. В работе Фишера (1958 г.) указано, что в некоторых случаях при эксцентричном положении цапфы во вкладыше наступает потеря несущей способности. При этом цапфа невращающегося ротора внезапно резко прижимается к стенке вкладыша и не возвращается обратно. Однако автор не дает объяснения этого явления и не приводит зависимостей для расчета момента наступления потери несущей способности газового слоя подшипника. По результатам обзора и анализа рассмотренных в первой главе исследований были поставлены задачи настоящего исследования:

а) разработка простого и достаточно точного метода расчета статической несущей способности и жесткости радиальных подшипников с внешним наддувом и одним рядом питающих отверстий с учетом реальности течения газа по зазору (учесть окружное течение газа в зазоре и гидropотери на входе в зазор экспериментально определенным коэффициентом расхода ограничителя);

б) анализ потери статической несущей способности газового слоя подшипника;

в) уточнение методов оптимизации параметров подшипника для получения максимальной статической жесткости газового слоя при эксцентриситетах, близких к нулю, с учетом влияния рода газа.

Во второй главе получены расчетные формулы для статической несущей способности и жесткости радиальных подшипников с внешним наддувом и одним рядом питающих отверстий.

В основу анализа положены следующие допущения:

1) газ предполагается баротропным, движение его ламинарным и изотермическим;

2) влиянием сил тяжести и сил инерции смазки пренебрегаем;

3) градиент давления по высоте зазора равен нулю;

4) учитываются только главные слагаемые сил трения;

5) течение через ограничитель расхода адиабатическое;

6) рабочий зазор подшипника разделен на ряд дискретных прямо-

угольных сегментов (по числу питающих отверстий, при этом предполагается, что в каждый сегмент газ поступает от одного питающего отверстия);

7) зазор в пределах рассматриваемого сегмента считаем постоянным и равным зазору по оси питающего отверстия;

8) нет перетекания газа между соседними сегментами.

Для удобства анализа несущая способность выражена через среднее давление в зазоре:

$$W_{ст} = - \int_0^{2\pi} P_{ср\vartheta} R L \cos \vartheta d\vartheta, \quad (I)$$

где $P_{ср\vartheta}$ - текущее значение среднего давления в зазоре на длине L и ширине $d\vartheta$; ϑ - угловая координата.

Знак минус перед выражением (I) учитывает, что направление проекции элементарной силы от давления на вертикальную ось противоположно направлению выбранной оси. Закон изменения $P_{ср\vartheta}$ при эксцентричном положении цапфы во вкладыше принят по закону изменения косинуса относительно некоторого его среднего значения при данном эксцентриситете (такое допущение принято также в работе А.Н.Брагина, но в несколько иной форме). С учетом этого допущения имеем:

$$P_{ср\vartheta} = \frac{P_{н.ср} + P_{в.ср}}{2} - \left(\frac{P_{н.ср} - P_{в.ср}}{2} \right) \cos \vartheta, \quad (2)$$

где $P_{н.ср}$ - наибольшее нижнее среднее давление в элементе зазора подшипника шириной $\pi D/N$; $P_{в.ср}$ - наименьшее верхнее среднее давление в элементе зазора подшипника шириной $\pi D/N$; D - диаметр подшипника; N - число питающих отверстий.

С учетом зависимости (2) получены выражения для статической несущей способности и жесткости:

$$W_{ст} = \frac{\pi D L P_s}{4} (\bar{P}_{н.ср} - \bar{P}_{в.ср}) \quad (3)$$

$$K_{ст} = \frac{\pi D L P_s}{4 h_0} \left(\frac{d \bar{P}_{н.ср}}{d \varepsilon} - \frac{d \bar{P}_{в.ср}}{d \varepsilon} \right), \quad (4)$$

где $\bar{P}_{н.ср} = \frac{P_{н.ср}}{P_s}$; $\bar{P}_{в.ср} = \frac{P_{в.ср}}{P_s}$; P_s - давление наддува; L - длина подшипника; h_0 - радиальный зазор.

Ввиду полной симметрии течения газа относительно плоскости питающих отверстий, для определения значений $\bar{P}_{н.ср}$ и $\bar{P}_{в.ср}$ использовано уравнение распределения давления на сегменте длиной $L/2$ и шириной $\pi D/N$:

$$\bar{P}_{ср\vartheta} = \frac{2}{L} \int_0^{L/2} \bar{P}_x dx = \frac{2}{3} \frac{\bar{P}_{н.ср}^3 - \bar{P}_a^3}{\bar{P}_{н.ср}^2 - \bar{P}_a^2}, \quad (5)$$

где $\bar{P}_x = \sqrt{\bar{P}_{н.ср}^2 - (\bar{P}_{н.ср}^2 - \bar{P}_a^2) \frac{x}{L/2}}$ - текущее значение дав-

ления по длине щели (на ширине $\pi D/N$ считается постоянным).

x - координата; $\bar{p}_a = \frac{p_a}{p_s}$ - давление окружающей среды;

$\bar{p}_{н,в} = \frac{p_{н,в}}{p_s}$ - соответственно давления газа после сопел в зоне наибольшего и наименьшего зазоров шириной ($\pi D/N$).

Для определения значений $\bar{p}_н$ и $\bar{p}_в$ использовано уравнение баланса расхода через кольцевую диафрагму и элемент щели шириной $\pi D/N$:

$$\Pi_2 = \frac{\Phi_{н,в}}{\bar{p}_{н,в}^2 - \bar{p}_a^2} = \frac{p_s D h_0^2 (1 \pm \varepsilon)^2 \sqrt{Z_1}}{6 \mu \alpha_n N Z_2 \xi_d \sqrt{R T_s g}} \quad (6)$$

где $\Phi_{н,в} = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} (\bar{p}_{н,в}^{\frac{2}{\kappa}} - \bar{p}_{н,в}^{\frac{\kappa+1}{\kappa}})}$ - для докритического истечения газа из кольцевой диафрагмы; $\Phi_{н,в} = \Phi_{кр} = \sqrt{\kappa \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}$ - для критического и сверхкритического истечения; α_n - диаметр питающего отверстия; Z_1 и Z_2 - соответственно коэффициенты сжимаемости газа при истечении из кольцевой диафрагмы при давлении p_s и из щели условно при давлении $0,65 p_s$ (для воздуха практически $Z_1 = Z_2 \approx 1$); ξ_d коэффициент расхода; κ - показатель адиабаты; ε - эксцентриситет; μ - динамическая вязкость газа.

В формуле (6) знак минус относится к наименьшему зазору h_n , плюс - к наибольшему h_b .

Решение уравнения (6) относительно $\bar{p}_{н,в}$ аналитически не представляется возможным. Поэтому для упрощения способа нахождения $\bar{p}_{н,в}$, а также статической жесткости построены графики изменения $\bar{p}_{м(н,в)}$ от параметра Π_2 при различных $\bar{p}_a$ и графики изменения $\frac{d\bar{p}_ф}{d\varepsilon} \approx \frac{d\bar{p}_{н,ср,в,ср}}{d\varepsilon} = \bar{K}_{н,в}$ в зависимости от $\bar{p}_м$ при $\varepsilon \rightarrow 0$ для различных $\bar{p}_a$.

Графики построены для воздуха. Аналогичные графики можно построить для других газов, воспользовавшись представленными в работе зависимостями.

С учетом построенных графиков статическая жесткость определяется по формуле:

$$K_{ст} = \frac{\pi D L p_s}{4 h_0} \cdot \left[\frac{\bar{K}_н}{1-\varepsilon} + \frac{\bar{K}_в}{1+\varepsilon} \right] \quad (7)$$

где $\bar{K}_н$ и $\bar{K}_в$ - определяются по графику $\bar{K}_{н,в} = f(\bar{p}_м)$, а значение эксцентриситета ε берется то, при котором определялись $\bar{p}_м = \bar{p}_н$ и $\bar{p}_м = \bar{p}_в$.

Формула (7) справедлива для докритического и критического истечения газа из ограничителей расхода.

Полученная зависимость (4) была использована для оптимизации

подшипника по жесткости. В результате анализа, проведенного в работе установлено, что максимальную статическую жесткость при $\varepsilon \rightarrow 0$ и данных параметрах подшипника (L, D, h_0, N) и газа ($P_s, P_a, \mu, R, T_s, \kappa$) можно определить как

$$\frac{\partial \bar{K}_{cr}}{\partial \bar{P}_m} = 0 \quad (8)$$

Решение уравнения (8) выполнено на ЭВМ МИР-I методом половинного деления. Результаты расчета для воздуха, гелия и фреонов представлены в виде графиков: а) зависимости давления $\bar{P}_{m_{opt}} = f(\bar{P}_a)$; б) зависимости жесткости $\bar{K}_{max} = f(\bar{P}_a)$; в) зависимости диаметра питающего отверстия $\bar{d}_{opt} = f(\bar{P}_a)$.

Из анализа полученных графиков следует, что $\bar{K}_{max}$ находится в области $\bar{P}_{m_{opt}} > \bar{P}_{m_{кр}}$ для $\bar{P}_a$ от 0 до I и значительно зависит от $\bar{P}_a$. С увеличением $\bar{P}_a$ $\bar{K}_{max}$ уменьшается. Оптимальный диаметр питающего отверстия, который соответствует максимальной жесткости, существенно зависит от рода газа.

Максимальная жесткость определяется по формуле:

$$K_{max} = \bar{K}_{max} \cdot \frac{\pi D L P_s}{4 h_0} \quad \text{при } \varepsilon \rightarrow 0, \quad (9)$$

где $\bar{K}_{max}$ определяется по графику $\bar{K}_{max} = f(\bar{P}_a)$.

Оптимальный диаметр питающего отверстия определяется по формуле:

$$d_{opt} = \bar{d}_{opt} \cdot c \cdot h_0^2 \quad \text{при } \varepsilon \rightarrow 0, \quad (10)$$

где $\bar{d}_{opt}$ определяется по графику $\bar{d}_{opt} = f(\bar{P}_a)$;

$$c = \frac{D P_s \sqrt{(\kappa - 1) Z_1}}{Z_2 G \mu L N \bar{\xi}_d \sqrt{2 \kappa g R T_s}}$$

В работе приведен порядок расчета подшипника на максимальную жесткость.

Следует отметить, что зависимости для статической несущей способности и жесткости получены в предположении постоянства коэффициента расхода $\xi_{н,б} = \xi_d = const$, а также без учета окружного течения газа в зазоре подшипника. Для определения действительных значений коэффициента ξ_d , а также в связи с поставленными в работе задачами, была выполнена экспериментальная часть работы.

В третьей главе приводится описание экспериментальных стендов, применяемых приборов, программа, оценка ошибок измерений и результаты экспериментальных исследований.

В задачу экспериментального исследования входило:

1. Проверка результатов проведенных выше аналитических исследований.

2. Замер распределения давления в зазоре подшипника при различных эксцентриситетах.

3. Замер расхода газа через подшипник как при невращающемся роторе, так и при его вращении. При этом необходимо было определить коэффициент расхода кольцевых диафрагм при различных параметрах подшипника и значениях давления наддува.

4. Анализ потери статической несущей способности газового слоя подшипника.

Все испытания проводились на воздухе при температуре $293 \pm 300^\circ \text{K}$. На выходе из подшипников поддерживалось давление 1 кг/см^2 (абс.).

Намеченные задачи исследования потребовали разработки и изготовления трех экспериментальных стендов: 1) стенд для замера полей давления в рабочем зазоре подшипника и зависимости $W_{cr} = f(\varepsilon)$; 2) стенд для замера абсолютных значений расхода воздуха через подшипник при неподвижном роторе; 3) стенд для замера относительных значений расхода воздуха через подшипник при вращающемся роторе.

При замере полей давления в зазоре подшипника и зависимости $W_{cr} = f(\varepsilon)$ вал устанавливался в вертикальном положении в двух одинаковых подшипниках. При этом один конец вала был свободно закреплен на струне. Нагрузка прикладывалась через систему блоков в горизонтальном направлении. Замер перемещений вала в зазоре осуществлялся с помощью прецизионных электромеханических датчиков контактного типа (механотронов), которые были впервые применены для статических испытаний подшипников с газовой смазкой. Точность замера перемещений датчиками обеспечивалась не хуже $0,12 \text{ мкм}$.

Замер распределения давления в зазоре проводился через 5° по углу поворота и через 1 мм по длине подшипника с помощью приемного отверстия диаметром $0,2 \text{ мм}$, просверленного в вале. Замер проводился в подшипниках с параметрами: $D = 25; 15,3 \text{ мм}$; $L = 50; 25 \text{ мм}$; $h_o = 19,75; 22,5; 30,25 \text{ мк}$; $\alpha_n = 0,55; 0,44 \text{ мм}$; $N = 8$. Геометрические погрешности вала и вкладышей не превышали $0,002 + 0,003 \text{ мм}$. Чистота обработки поверхностей $\nabla 8 + \nabla 9$.

Результаты замера полей давления представлены в виде графиков. Из анализа графиков следует, что распределение давления по длине подшипника при больших давлениях наддува и $\varepsilon \rightarrow 0$ имеет параболический вид. При больших эксцентриситетах ($\varepsilon > 0,3 + 0,4$) закон распределения давления отличается от параболического. Это отличие связано,

главным образом, с окружным течением газа по зазору. Эксперименты показали также, что для приближенного учета окружного течения газа можно использовать эмпирические зависимости, предложенные Ю.В.Пешти. Эти зависимости являются функциями (L, D, N, ε) и вполне отражают физический смысл течения газа в зазоре. Замер распределения давления в зазоре подшипников показал, что эксперимент подтверждает принятое допущение об изменении среднего давления по закону изменения косинуса. Экспериментальные значения среднего давления определены через 5° градусов по экспериментальным значениям давления p_m и давления p_a по формуле (5).

Расход воздуха через подшипник при невращающемся вале замерялся с помощью газгольдеров емкостью $0,007 \text{ м}^3$ и 1 м^3 . При определении коэффициента расхода кольцевых диафрагм испытывались подшипники с параметрами: $D = 15,3; 25; 40 \text{ мм}$; $L/D = 0,48; 0,975; 1; 1,64; 1,8; 2$; $h_o = 16; 17,4; 22,5; 30,25; 25; 65 \text{ мк}$; $d_n = 0,85; 0,52; 0,44; 0,32 \text{ мм}$; $N = 8$. Обработка результатов замера расхода проведена следующим образом: замеренный расход воздуха через весь подшипник при $\varepsilon = 0$ делили на число N (число питающих отверстий). Полученную величину подставляли в уравнение элемента щели шириной $\pi D/N$ и определяли из этого уравнения давление p_m , значение которого затем подставляли в уравнение расхода через кольцевую диафрагму площадью $\pi d_n h$ и решали его относительно ξ_d . Полученные значения коэффициентов ξ_d обработаны в зависимости от числа Рейнольдса Re_n , которое соответствует режиму течения газа в питающем отверстии и параметра $m = 4h_o/d_n$. Анализ представленных графиков $\xi_d = f(Re_n)$ и $\xi_d = f(m)$ показывает, что в области $Re_n \leq 3000$ ξ_d является переменной величиной и зависит от Re_n и m .

В области $Re_n > 3000$ ξ_d мало зависит от Re_n и практически не зависит от параметра m , поэтому коэффициент ξ_d можно считать постоянным и равным 0,8. Математической обработкой графиков $\xi_d = f(Re_n)$ и $\xi_d = f(m)$ получена эмпирическая зависимость для ξ_d в области его переменных значений:

$$\xi_d = 0,0816 \cdot Re_n^{0,477} \cdot m^{0,78} \quad (II)$$

Для проверки влияния вращения ротора на расход были испытаны подшипники с параметрами: $L = D = 30 \text{ мм}$; $h_o = 31; 50 \text{ мк}$; $d_n = 0,53 \text{ мм}$; $N = 10$. Геометрические погрешности вала и вкладышей не превышали $0,003 + 0,004 \text{ мм}$. Чистота обработки поверхностей $\nabla 8 + \nabla 9$. Число оборотов ротора изменялось от 0 до 100000 об/мин. Замер расхода проводился с помощью диафрагмы $d = 3,75 \text{ мм}$. Результаты замера отно-

сительного расхода ($G_{no}/G_n = f(n)$) представлены на графиках. Анализ этих графиков показывает, что при увеличении числа оборотов от 0 до 100000 об/мин расход воздуха через подшипник уменьшается на 6+8 %.

Для проверки зависимостей по оптимизации подшипников по жесткости, а именно зависимости статической жесткости $K_{ст}$ от диаметра питающих отверстий d_n при малых ε , были испытаны подшипники с параметрами: $L=D=25$ мм; $N=8$; $h_o=21,1; 30$ мк; $d_n=0,22; 0,37; 0,55; 0,82$ мм. Геометрические погрешности вала и вкладышей не превышали $0,002 + 0,003$ мм. Чистота обработки поверхностей 78 + 79.

Экспериментальные значения статической жесткости получены путем графического дифференцирования экспериментальных характеристик $W_{ст} = f(\varepsilon)$, снятых при $\varepsilon \leq 0,2$ (при этом жесткость практически была постоянна вплоть до $\varepsilon = 0,2$). Из анализа представленных графиков следует, что отличие теоретических значений жесткости от экспериментальных не выходит за пределы 10+15%. Кроме того, эксперимент подтверждает наличие оптимального диаметра, который соответствует максимальной жесткости газового слоя подшипника.

В экспериментах установлено, что режим течения в питающих отверстиях может быть как ламинарный, так и турбулентный. Режим течения газа в зазоре испытанных подшипников оставался практически всегда ламинарным и безинерционным.

В ходе экспериментов установлено также, что с увеличением эксцентриситета, при определенных его значениях, имеет место потеря несущей способности газового слоя подшипника. Так, например, для подшипника с параметрами: $D=L=25$ мм; $h_o=30,25$; $d_n=0,55$ мм; $N=8$, потеря несущей способности наступает при $\varepsilon=0,52$ ($P_s=4,6$ ата) и при $\varepsilon=0,65$ ($P_s=8,2$ ата). В результате анализа, проведенного в работе, установлено, что потеря несущей способности газового слоя подшипника связана с тем, что при определенных эксцентриситетах режим течения в питающих отверстиях в зоне наименьшего зазора становится такой, что коэффициенты расхода кольцевых диафрагм начинают резко падать (происходит заклинивание кольцевых диафрагм). При этом коэффициенты расхода кольцевых диафрагм в зоне наибольшего зазора остаются примерно постоянными и равными между собой. Уменьшение коэффициентов расхода в зоне

наименьшего зазора приводит к уменьшению статической жесткости газового слоя вплоть до нуля. Поэтому газовый слой перестает нести нагрузку.

Таким образом, эксперименты показали, что при определении статической несущей способности и жесткости газового слоя подшипника необходимо учитывать переменность коэффициента расхода кольцевых диафрагм и окружное течение газа.

В четвертой главе приведен метод расчета статических характеристик подшипника с учетом переменности коэффициента расхода кольцевых диафрагм и окружных перетечек в зазоре подшипника.

В главе II было установлено, что несущую способность газового слоя подшипника можно определить через средние давления в зоне наименьшего и наибольшего зазоров (формула (3)). Точность определения этих давлений зависит от точности определения давления P_m в этих зонах. При $\varepsilon \neq 0$ на величине давления P_m сказывается окружное течение газа, особенно при $\varepsilon \geq 0,4$. Кроме того, на величину давления P_m может влиять коэффициент ξ_d , если течение газа в питающих отверстиях происходит при $Re_n \leq 3000$.

Для определения давления P_m с учетом окружных перетечек в зазоре получена зависимость:

$$P_2 = \frac{\Phi}{\bar{P}_{n\delta}^2 - \bar{P}_a^2} = \frac{P_3 D h_0^2 (1 \pm \varepsilon)^2 \sqrt{\xi_d} \Delta_i}{6 \mu L N \xi_d d_n z_2 \sqrt{g R T_s}} \quad (I2)$$

где: $\Delta_i = \Delta_n + \Delta\varphi$; $\Delta_i = \Delta_\delta - \Delta\varphi$ — соответственно коэффициенты учета окружных перетечек в зоне наименьшего и наибольшего зазоров:

$$\Delta_n = \frac{2}{1 + \left(\frac{1 + \varepsilon \cos \delta}{1 + \varepsilon} \right)^{2,5}} \quad ; \quad \Delta_\delta = \frac{2}{1 + \left(\frac{1 + \varepsilon}{1 + \varepsilon \cos \delta} \right)^{2,5}} \quad ; \quad \delta = \frac{2\pi}{N} ;$$

$$\Delta_\varphi = \frac{NL}{2\pi D} \operatorname{tg} \varphi_1 \quad ; \quad \operatorname{tg} \varphi_1 \approx \frac{NL}{4\pi D} \cdot \frac{\varepsilon (1 - \cos \delta)}{[1 + 0,5 \varepsilon (1 + \cos \delta)]^2} \quad ;$$

φ_1 — угол наклона линий тока к оси подшипника.

Зависимость (I2) получена путем подстановки в формулу (6) значения эквивалентной ширины щели ($\Delta_i \cdot \frac{\pi D}{N}$) вместо ширины щели ($\pi D/N$) для осевого течения газа в зазоре. Формула (I2) справедлива для $\xi_d = \text{const}$. Как показали эксперименты, его значение можно принять $\xi_d = 0,8 \sim \text{const}$. При переменном коэффициенте ξ_d формула (I2) с учетом выражения (II) и ряда преобразований приобретает вид:

$$P_1 = \frac{\Phi^{1,91}}{\bar{P}_{n\delta}^2 - \bar{P}_a^2} = \frac{D P_3^{0,09} d_n^{0,49} \Delta_i z_1^{0,955}}{1,39 \mu^{0,09} L N h_0^4 (1 \pm \varepsilon)^{0,4} z_2 (R T_s g)^{0,045}} \quad (I3)$$

Эта формула справедлива для $\xi_d = \sqrt{a_2} \leq 0,8$. Из уравнений (12) и (13) можно определить давления P_n и P_g при $\xi_d = \text{const}$ и $\xi_d = \sqrt{a_2}$.

Для удобства расчетов для воздуха построены графики изменения $\Pi_1 = f(\bar{P}_{m, g})$ и $\Pi_2 = f(\bar{P}_{m, g})$ для различных значений $\bar{P}_2$.

Таким образом, определив давление $\bar{P}_m$ по формулам (12) или (13), можно определить статическую несущую способность по формуле (3) с учетом формулы (5). Статическая жесткость газового слоя с учетом реальности течения газа в зазоре определяется путем графического дифференцирования теоретической кривой $W_{cr} = f(\varepsilon)$. В работе также получена аналитическая зависимость для статической жесткости с учетом окружного течения газа в зазоре. Эту зависимость целесообразно использовать при расчетах на ЭВМ.

Момент наступления потери несущей способности газового слоя (т.е. эксцентриситет ε' , при котором она наступает) определяется по теоретической кривой $W_{cr} = f(\varepsilon)$. Кривая $W_{cr} = f(\varepsilon)$ имеет точку перегиба, при определенном ε' . Это значение ε' и есть граница, до которой газовый слой может нести внешнюю нагрузку. В работе также дан упрощенный способ определения ε' . Этот способ базируется на том, что как показали эксперименты, потеря несущей способности, в основном, связана с тем, что коэффициенты расхода ограничителей в зоне наименьшего зазора, резко уменьшаются, начиная со значений примерно 0,7. При этом коэффициенты расхода ограничителей в зоне наибольшего зазора остаются примерно постоянными и равными между собой.

Для проверки полученных зависимостей для определения статической несущей способности и жесткости с учетом реальности течения газа в зазоре были испытаны подшипники с параметрами, которые отличались от параметров подшипников, на которых определялись коэффициенты окружных перетечек и коэффициенты расхода: $D = 30, 40$ мм; $h = 16,5; 39$ мм; $h_o = 29; 25$ мк; $\alpha_n = 0,55; 0,32$ мм; $N = 10; 8$.

Анализ теоретических и экспериментальных зависимостей $W_{cr} = f(\varepsilon)$ и $K_{cr} = f(\varepsilon)$ показывает, что теоретические значения W_{cr} , определенные по предлагаемому методу, отличаются от экспериментальных не более чем на 10-12%, кроме того, предлагаемый метод удовлетворительно отражает момент наступления потери несущей способности газового слоя подшипника. Расхождения между теоретическими значениями ε' и экспериментальными не выходят за пределы 25%.

Теоретические значения статической жесткости $K_{ст}$ отличаются от экспериментальных не более чем на 5-15 %.

Полученные в работе зависимости для определения эксцентриситета ε' , при котором наступает потеря несущей способности, позволяют более обоснованно определить допустимый небаланс ротора, от которого зависит амплитуда колебаний ротора при синхронных резонансах.

В конце работы приведен порядок расчета статических характеристик радиальных подшипников и одним рядом питающих отверстий, а также дан пример расчета статической несущей способности и жесткости по предлагаемому методу.

ВЫВОДЫ

1. Разработан графо-аналитический метод расчета статической несущей способности и жесткости радиальных подшипников с одним рядом питающих отверстий и внешним наддувом газа с учетом реальности течения газа в зазоре.

Справедливость формул экспериментально подтверждена. В экспериментах применялись, впервые для этих целей, электромеханические датчики перемещений, которые обеспечили замер перемещений вала в зазоре подшипника не хуже, чем 0,12 мк.

2. Объяснен механизм возникновения статической неустойчивости газового слоя подшипника. Предложен приближенный метод определения момента наступления статической потери несущей способности газового слоя подшипника. Справедливость расчетных зависимостей проверена экспериментально. Отличие расчетных значений ε' от экспериментальных в пределах 15 + 25%.

3. Получены зависимости, позволяющие оптимизировать подшипник по жесткости при эксцентриситетах, близких нулю и наддуве различных газов. Для расчета предложены безразмерные графики, по которым можно определить значение максимальной жесткости и оптимального диаметра питающих отверстий, который соответствует этой жесткости. Справедливость полученных зависимостей проверена экспериментально. Расхождения между теоретическими значениями оптимального диаметра и экспериментальными не выходят за пределы 5 + 8%.

4. В ходе экспериментальных исследований установлено, что коэффициент расхода кольцевых диафрагм является переменной величиной при числах Рейнольдса Re_n , отнесенных к диаметру питающих отверстий, меньше 3000 и зависит как от числа Рейнольдса, так и от параметра $m = 4h/d_n$. В области $Re_n > 3000$ значение коэффициента

расхода можно считать примерно постоянным и равным 0,8.

5. Разработанный метод расчета статической несущей способности и жесткости радиальных подшипников использован при проектировании опорного узла опытного образца турбохолодильника.

Основные положения диссертации опубликованы в работах:

1. Пешти Ю.В., Янков В.С. "Экспериментальное определение коэффициента истечения из сопел подшипников с газовой смазкой". "Вестник машиностроения", № 10, 1971.
2. Пешти Ю.В., Янков В.С. "Статическая несущая способность и жесткость слоя газовой смазки в радиальных подшипниках скольжения". "Криогенное и кислородное машиностроение", ЦИТИХИМНЕФТЕМАШ, № 4, 1973.
3. Пешти Ю.В., Янков В.С. "Отрицательная несущая способность слоя газовой смазки в радиальных подшипниках скольжения". "Криогенное и кислородное машиностроение", ЦИТИХИМНЕФТЕМАШ, № 4, 1973.
4. Пешти Ю.В., Янков В.С. Расчет радиальных газостатических подшипников на максимальную жесткость. Тезисы докладов IV-ой Всесоюзной научно-технической конференции по компрессорному машиностроению, Сумы, 1974.