

6  
А-62

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

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

---

А. Ш. КОБУЛАШВИЛИ

СТАБИЛИЗАЦИЯ РОТОРОВ ВЫСОКООБОРОТНЫХ  
ТУРБОДЕТАНДЕРОВ С ГАЗОВЫМИ ОПОРАМИ

(05.194 — Холодильные машины, машины и аппараты  
глубокого охлаждения и кондиционирования)

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

621.56

A62

Работа выполнена во Всесоюзном научно-исследовательском институте криогенного машиностроения (ВНИИкриогенмаш).

Научный руководитель — доктор технических наук, профессор С. А. Шейнберг.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор В. И. Епифанова, кандидат технических наук, доцент В. М. Кулаков.

Ведущее предприятие — указано в решении Ученого Совета.

Автореферат разослан «6» *апреля* 1971 г.

Защита диссертации состоится «10» *мая* 1971 г. на заседании Совета факультета «Энергомашиностроение» МВТУ им. Баумана по адресу: Лефортовская набережная, д. 1, лабораторный корпус.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенный печатью учреждения, просим направить в Ученый Совет училища по адресу: Москва, Б-5, 2-я Бауманская, д. 5.

Ученый секретарь Совета  
к. т. н., доцент  
Е. С. Фролов

Важнейшей составной частью научно-исследовательской программы по созданию малых криогенных установок для различных радиоэлектронных систем является разработка миниатюрных турбодетандеров, способных надежно и эффективно работать в низкотемпературных условиях.

Рассматриваемые турбодетандеры предназначены для расширения относительно небольших количеств газа (от 50 до 1000  $\text{м}^3/\text{час}$ ). Давление подаваемого на турбину газа в зависимости от схемы включения машины в охлаждающую установку составляет от 6 до 25  $\text{кг}/\text{см}^2$ . Геометрические размеры проточной части турбодетандеров миниатюрны: диаметр рабочего колеса не превышает обычно 15 - 20 мм. Расчетная скорость вращения чрезвычайно высока, практически всегда выше 250 - 300 тыс.об/мин.

Ввиду малой развиваемой мощности таких микротурбодетандеров (обычно менее 3 квт) стабилизация вращения роторов может быть осуществлена исключительно газовыми подшипниками.

Сфера применения газовых подшипников известных типов существенно ограничена динамически неустойчивыми режимами, характерными для каждой системы и проявляющимися при вполне определенных скоростях вращения.

Основной задачей настоящей работы является создание технологически простой конструкции газовых подшипников, обеспечивающих устойчивое вращение легких роторов микротурбодетандеров во всем практически встречающемся диапазоне скоростей вращения - до 500 тыс.об/мин.

Диссертация состоит из введения, четырех глав и заключения.

В первой главе дается обоснование выбора в качестве объекта исследования циркулярного подшипника с внешним поддувом, а также проведен обзор вопросов, возникающих при проектировании узла опор высокоскоростного низкотемпературного турбодетандера.

Вторая глава посвящена методике экспериментального исследования и его результатам.

В третьей главе дается теоретическое обоснование обнаруженного явления дробно-скоростного вихря в коротких аэростатических подшипниках.

Четвертая глава посвящена краткому описанию практического использования результатов работы.



## I. Состояние вопроса и постановка задачи исследования.

Анализ конструктивных особенностей современных высокоскоростных микротурбодетандеров, а также условий их работы показывает, что для стабилизации вращения роторов наиболее рационально использование подшипников аэростатического типа. Они более надежны в работе при низких температурах и обеспечивают концентричное положение ротора в подшипниках на всех режимах работы. Последнее обстоятельство особенно важно, поскольку дает возможность выполнить качественное лабиринтовое уплотнение.

Однако использование аэростатических подшипников, традиционно проектируемых на условия максимальной жесткости смазывающей пленки, в конструкциях современных микротурбодетандеров часто оказывается невозможным, т.к. уже при скоростях вращения 100 - 150 тыс. об/мин ротор теряет устойчивость. Развивающиеся при этом автоколебания, именуемые "полускоростным вихрем", характеризуются возникновением дополнительного движения ротора по развертывающейся спиральной траектории с частотой, равной или близкой половине рабочей частоты вращения, до появления контакта с рабочей поверхностью подшипника, приводящего к аварии.

Устойчивый режим работы ротора поддерживается до тех пор, пока центробежная нагрузка, обусловленная движением вала по траектории полуволнового вихря, уравновешивается радиальными силами внешнего поддува. Такая интерпретация физической сущности динамической неустойчивости роторов в аэростатических подшипниках дает возможность без анализа дифференциальных уравнений движения вала определять условия устойчивости при рассмотрении равенства тангенциальных и радиальных сил, действующих на шип на границе устойчивости. Критическая скорость вращения  $\omega_k$ , при которой появляются признаки динамической неустойчивости (полускоростного вихря), равна удвоенной частоте собственных колебаний ротора на газовой пленке подшипников.

Известные методы повышения зоны устойчивого вращения роторов в аэростатических подшипниках за счет совершенствования системы поддува и максимального развития рабочей поверхности подшипника с целью увеличения жесткости газовой пленки малоэффективны и к тому же, в ряде случаев, приводят к возникновению другого вида неустойчивости - "пневмомолоту" (в частности, при наличии питающих карманов на выходе из сопел).

Для обеспечения устойчивой работы роторов микротурбодетанде-

ров при очень высоких скоростях вращения Сиксмит в 1959 году предложил на рабочей поверхности аэростатического подшипника с малой относительной длиной ( $\lambda = \frac{L}{D} = 0,5$ ) между питающими соплами выполнять газовые демпфирующие устройства - так называемые, резонаторные камеры. Резкое повышение зоны устойчивой работы роторов в этих подшипниках достигается благодаря снижению частоты вихревого движения  $\omega_k$ , и соответственно, центробежной нагрузки на подшипники. Отношение частоты автоколебаний ротора  $\omega_k$  к рабочей частоте вращения  $\omega$  в подшипниках Сиксмита согласно опубликованным данным составляет около 0,15 - 0,10 вместо классического значения 0,5. Стабилизирующий эффект, обусловленный многократным уменьшением центробежной нагрузки с избытком компенсирует значительное уменьшение жесткости газовой пленки этих подшипников.

Подшипники Сиксмита в настоящее время используются практически во всех известных конструкциях зарубежных микротурбодетандеров с расчетными скоростями вращения от 200 до 500 тыс. об/мин.

Сиксмит объясняет снижение частоты вихря  $\omega_k$  демпфирующим действием газовых потоков, проходящих через резонаторные камеры.

Однако анализ теории устойчивости роторов в этих подшипниках обнаруживает серьезные противоречия в расчетной схеме сил, модулируемых в резонаторных камерах. Принятая суперпозиция реакций газовой пленки представляется необоснованной. Поэтому возникает вопрос: действительно резонаторные камеры принимают участие в демпфировании колебаний валов и не является ли понижение частоты автоколебаний  $\omega_k$  естественным следствием резкого сокращения относительной длины аэростатического подшипника (до  $\lambda = 0,5$ )?

Настоящая работа имела целью установить действительные условия изменения режима работы короткого аэростатического подшипника (переход в наиболее рациональный режим дробно-скоростного вихря), а также разработать описание процесса смазки, учитывающее специфические особенности динамического поведения ротора и позволяющее проводить качественно верное прогнозирование критической скорости применительно к условиям работы микротурбодетандеров.

## II. Результаты экспериментального исследования.

В состав экспериментальной части работы входили опыты по изучению влияния конструктивных и режимных параметров коротких аэростатических подшипников, изменявшихся в окрестности выбранных Сиксмитом,

на границу устойчивости и характер автоколебаний жесткого, ненагруженного ротора. Опыты проводились в условиях дозвукового и сверхзвукового течения газа по целевому зазору подшипника.

При этом определялись следующие величины:

- граница зоны устойчивой работы ротора (или критическая скорость вращения)  $\omega_k$ ,
- частота вихря на границе устойчивости (или частота автоколебаний)  $\Omega_k$ ,
- статическая жесткость газовой пленки  $G_n$ ,
- частота собственных колебаний ротора на газовой пленке подшипников  $\Omega_c$ ,
- коэффициент сопротивления движению шипа  $H_r$ ,
- расход газа через подшипник  $Q$ ,
- давления газа в смазочном слое подшипника (при невращающемся и вращающемся шипе).

Высокоскоростная экспериментальная установка ВЭУ - I рассчитана для проведения опытов при скоростях вращения до 200 тыс. об/мин.

Основные геометрические размеры ходовой части соответствуют реальным схемам низкотемпературных микротурбодетандеров. Масса симметричного двухлопастного ротора  $m = 0,013 \frac{кг \cdot сек^2}{м}$ , а его экваториальный момент инерции  $J_z = 0,55 \frac{кг \cdot м \cdot сек^2}{м}$ . Расстояние между центрами подшипников 70 мм.

Восприятие осевых усилий осуществляется с помощью двухстороннего подпятника с кольцевой системой поддува газа.

Для вращения вала в установке ВЭУ - I использовано реактивное радиально-центростремительное колесо диаметром 40 мм. Максимальная скорость вращения достигается при давлении на входе в турбину  $5 \text{ кг/см}^2$  (абс.).

Радиальный зазор в исследованных подшипниках изменялся в пределах от 10 до 80 мк с интервалом через каждые 10 мк, давление поддува в каждом опыте изменялось от 2 до 7  $\text{кг/см}^2$  (абс.). На выходе из подшипников поддерживалось давление равным  $1,0 \text{ кг/см}^2$ . Температура газа на входе в подшипники приблизительно равнялась  $283^\circ\text{K}$ . Относительная длина подшипников  $\lambda = 0,5$ . Диаметр рабочих шипов 16 мм. Однорядная система поддува состоит из 8 питающих сопел диаметром 0,6 мм. Погрешности подшипниковой пары не превышали 1 мк.

Отличие исследованных подшипников от подшипников Сиксмита

заклучалось лишь в отсутствии резонаторных камер. Заметим здесь, что используемый радиальный зазор в подшипниках с резонаторными камерами с диаметром шипов 16 мм составляет 30 мк.

В общей сложности в настоящем исследовании было проведено около 200 опытов по изучению динамических и статических характеристик коротких подшипников.

Вертикальное расположение ротора в установке исключает радиальное воздействие на подшипники гравитационных сил. Отсутствие средств торможения предопределило малую развиваемую мощность, благодаря чему были сведены до минимума возмущающие силы со стороны рабочего колеса. При любых скоростях вращения / до 200 тыс. об/мин / исследуемый ротор может рассматриваться как абсолютно жесткое тело, т.к. частота его собственных изгибных колебаний превышает частоту синхронного возбуждения.

Эти конструктивные решения обеспечивают необходимое приближение условий работы к тем, которые могут дать ответ на поставленную задачу: устойчивость ненагруженного, жесткого ротора без учета внешних возмущающих сил.

Основной комплекс измеряемых параметров  $\omega_k, \Omega_k, \Omega_c, \omega_{10}$  характеризует колебательные процессы ротора, и поэтому определяется специальными виброметрическими приборами. Для бесконтактного измерения названных параметров в настоящем исследовании использовался электросейсмостный метод. Виброизмерительный прибор ВИП-59, изготовленный в лаборатории автоматизации ВНИИкриогенмаш"а, обеспечивает измерение частоты колебаний вращающихся валов во всем встречающемся на практике диапазоне частот при амплитудах от 3 до 300 мк.

Экспериментальная установка ВЭУ-I оснащена тремя датчиками емкостного типа. Два из них расположены у противоположных концов ротора и предназначены для фиксации колебаний вала. Датчик для измерения скорости вращения вала расположен эксцентрично против лыски на пяте. Такое расположение датчика числа оборотов исключает наводку низкочастотных колебаний собственно ротора. Измерение скорости вращения осуществлялось также стробоскопическим прибором.

Система емкостных датчиков, сигналы от которых передавались на лучевой осциллограф, позволяла сопоставлять частоту колебаний ротора на границе устойчивости  $\Omega_k$  с рабочей частотой вращения  $\omega_k$ , фиксировать частоты синхронных резонансов  $\omega_{1p}$  и  $\omega_{2p}$ , а также следить за траекторией движения оси ротора.

Для измерения собственной частоты колебаний ротора на газовой пленке  $\Omega_c$  и коэффициента сопротивления движению шипа  $H_f$  был использован метод ударного нагружения с записью затухающих колебаний ротора на шлейный осциллограф. Ударная нагрузка производилась специальным приспособлением.

Жесткость газовой пленки  $G_N$  измерялась методом статического нагружения. Предназначенная для этой цели система блоков была построена на прецизионных газовых подвесах, с тем, чтобы свести к минимуму потери на трение. Подвешиванием груза осуществлялось перемещение ротора на величину относительного эксцентриситета  $\epsilon = 0,2$ . Это перемещение ротора фиксировалось миниметром, жестко закрепленным на корпусе машины.

Эпюры распределения статического давления в зазоре подшипника снимались фальшвалом с приемным отверстием диаметром 0,13 мм. Устанавливаемый с необходимым радиальным зазором, фальшвал свободно подвешивался на двух радиальных и одной осевой опорах. С помощью делительного лимба осуществлялась фиксация вала по окружности подшипника и его оси, благодаря чему можно было измерять статическое давление в 52 точках  $1/4$  части сегмента подшипника.

Расход газа через верхний подшипник измерялся ротаметром, установленным на входной коммуникации.

Давления газа измерялись образцовыми манометрами / кл. точности 0,1 /.

Основные результаты проведенных исследований могут быть сформулированы следующим образом.

1. Испытанный ротор взвешивается при давлении поддува около  $1,5 \text{ кг/см}^2$  ( абс. ) и в случае вертикального расположения экспериментальной установки занимает центральное положение в подшипниках. В процессе разгона ротор проходит два синхронных резонанса, соответствующих двум возможным формам колебаний жесткого ротора на упругой пленке подшипников: синфазный при скорости вращения  $\omega_{1p}$  и противофазный при скорости  $\omega_{2p}$ . Начальный

момент зарождения автоколебаний характеризуется синфазным движением ротора по траектории разворачивающейся спирали. При скоростях вращения, превышающих окорости синхронных резонансов, в области устойчивости, амплитуда колебаний практически постоянна и представляет геометрическое биение шипа; колебания вала, создаваемые ударом, затухают при любых возмущениях, не вызывающих контакт между шипом и подшипником. Затухание тем слабее, чем ближе окорость вращения к границе устойчивости. При дальнейшем повышении скорости вращения наступает неустойчивость: появляется вибрация корпуса и трубопроводов, а на экране осциллографа видны дополнительные колебания центра шипа цилиндрической формы. Частота этих колебаний  $\Omega_k$  всегда меньше половины рабочей скорости вращения, а амплитуда их быстро увеличивается; обычно утанавливается на некотором значении, примерно равном 0,5 радиального зазора. Рост амплитуды колебаний сопровождается некоторым увеличением их частоты и переходом от цилиндрической формы движения к конической. Если попытаться повысить скорость вращения, то вибрации усиливаются и происходит контакт шипов с подшипниками. Поскольку нормальная работа ротора на границе устойчивости, и тем более при скоростях вращения, превышающих ее, невозможна, сам факт существования "устойчивой орбиты" не представляет практического интереса. Оценка границы устойчивости проводилась по той критической скорости  $\omega_k$ , которая соответствует начальному моменту зарождения вихревых колебаний цилиндрической формы. При любых скоростях вращения турбина не оказывала заметного влияния на границу устойчивости. Это подтверждалось тем, что характеристики системы не зависели от того, включен привод или выключен. Влияние ориентации вала на границу устойчивости также незаметно. Отмечается хорошая воспроизводимость результатов по устойчивости.

2. Характер изменения границы устойчивости ротора при изменении давления поддува  $P_0$  ( в пределах от 3 до  $7 \text{ кг/см}^2$  ) и радиального зазора  $C$  ( от 10 до 80 мк ) указывает на существование экстремума. При оптимальном радиальном зазоре, который составил 30 мк, и давлении поддува  $7 \text{ кг/см}^2$  ( абс. ) была получена максимальная скорость вращения - 200 тыс. об/мин. Жесткость газовой пленки была относительно мала - около  $0,05 \text{ кг/мк}$ . Частота автоколебаний примерно в семь раз меньше рабочей скорости вращения, т.е. дробность автоколебаний, определяемая отно-

шением частоты автоколебаний  $\Omega_k$  к рабочей частоте вращения  $\omega_k$ , приблизительно равна  $\bar{Q} = \frac{\Omega_k}{\omega_k} \approx 0,15$ . С уменьшением радиального зазора  $C$  дробность автоколебаний  $\bar{Q}$  (или дробность вихря) увеличивается, стремясь к своему верхнему предельному значению - 0,5, характерному для циркулярных подшипников с большой относительной длиной. Несмотря на увеличение жесткости газовой пленки почти в 3 раза, критическая скорость вращения падает вследствие более интенсивного увеличения частоты автоколебаний  $\Omega_k$ . Увеличение радиального зазора также приводит к понижению критической скорости  $\omega_k$ , но по обратной причине. Дробность автоколебаний  $\bar{Q}$  уже понижается незначительно, однако жесткость пленки  $C_N$  уменьшается до 0,005 кг/мм.

3. Во всем исследованном диапазоне параметров подшипника эффект вращения не влияет на жесткость газовой пленки  $C_N$ . Это подтверждается тем, что частота автоколебаний ротора на границе устойчивости  $\Omega_k$  совпадает с частотой собственных колебаний системы "ротор - газовая пленка"  $\Omega_c$ , определенной в статике методом ударного нагружения. Не отличается эта частота и от скорости первого синхронного, синфазного резонанса  $\omega_{sp}$ . Жесткость газовой пленки  $C_N$  постоянна при относительных эксцентриситетах  $\epsilon < 0,5$ .

4. Обнаружено, что в коротких подшипниках коэффициент сопротивления движению шипа  $H_T$  при относительных эксцентриситетах  $\epsilon < 0,3$ , уменьшается с увеличением давления поддува (при  $C > 20$  мк).

5. По мере увеличения радиального зазора до 20 мк (при  $P_0 > 3$  кг/см<sup>2</sup>) в окрестности питающих сопел обнаруживаются прогибы в эпюре давлений, а при увеличении зазора свыше 20 мк скорость газа на выходе из сопел становится равной скорости распространения звука в воздухе, и степень понижения давления газа в сопле принимает критическое значение  $\bar{P}_d = 0,528$ . Приблизительно на расстоянии 2,0 мм от питающих сопел имеются скачки уплотнения, протяженность их в направлении длины подшипника достигает 0,3 мм, а в плоскости сопел 0,25 мм. Местоположение скачка уплотнения и форма (в виде эллипса, несколько вытянутого в направлении длины подшипника) в исследованном диапазоне параметров практически не зависят от радиального зазора (при  $C > 30$  мк.). За зоной скачка уплотнения распределение давления по длине подшипника почти линейно.

6. Расход газа через питающие сопла при  $C > 20$  мк и  $P_0 = 4$  кг/см<sup>2</sup> (абс.) - критический.

### III. Анализ работы коротких аэростатических подшипников.

Полученные высокие результаты по границам устойчивости и специфический характер автоколебаний ротора весьма близки к тем, которые даются в многочисленных описаниях результатов испытаний подшипников Сиксмита. Отсутствие в исследованных подшипниках резонаторных камер дает основание утверждать, что интересующий нас эффект дробно-частотных автоколебаний обусловлен лишь взаимодействием газовых потоков, проходящих через питающие сопла и целевой зазор короткого аэростатического подшипника.

Согласно разработанной Шейнбергом физической картине динамической неустойчивости газовых подшипников вихревое движение оси ротора вызывается действием тангенциальной составляющей аэродинамической подъемной силы

$$W_T = H_T \omega (1 - 2\bar{Q}) \epsilon,$$

развивающейся в смазочном слое подшипника при случайном отклонении шипа от положения равновесия. При  $\bar{Q} = 0,5$  эта сила обращается в ноль, чем и объясняется полускоростной характер автоколебаний в газовых подшипниках известных типов.

В случае же дробно-скоростного вихря (при  $\bar{Q} < 0,5$ ) возбуждающее действие этой силы должно демпфироваться дополнительными, внутренними по отношению к подшипнику силами.

Сопоставление характера изменения дробности вихря  $\bar{Q}$  и коэффициента сопротивления  $H_T$  с особенностями формирования давлений в смазочном слое короткого подшипника обнаруживает определенные закономерности, а именно, величины  $\bar{Q}$  и  $H_T$  заметно уменьшаются при тех параметрах подшипника, когда в окрестности питающих сопел развивается сверхзвуковой поток.

Это положение дает основание принять для рассмотрения схему сил, согласно которой вихревое движение, возбуждаемое тангенциальной составляющей аэродинамической подъемной силы  $W_T$  тормозится силой вязкого трения  $R_T$ , не учитываемой в обычных приложениях вследствие ее малости.

В основе принятой гипотезы лежит предположение, что силы  $W_T$  и  $R_T$  формируются только на участках с дозвуковым течением газа, т.е. там,

где смазка способна увлекаться вращающимся шипом. В пользу такой гипотезы говорит и тот общеизвестный факт, что возмущения давления не распространяются против сверхзвукового потока. Следовательно, короткий аэростатический подшипник оказывается разбитым на два равнозначных с эффективной длиной каждого из них  $\lambda_3 \approx 0,5\lambda - \frac{z_{ск}}{D}$ .

Поскольку в широком диапазоне конструктивных и режимных параметров короткого подшипника величина характеристики подшипника мала

$$\lambda^* = \frac{\pi R_1^2 \omega}{\rho_a c^2} (1 - 2\bar{\Omega}) < 0,1,$$

аэродинамические характеристики газовой пленки почти не отличаются от соответствующих характеристик жидкостной пленки. Угол положения шипа в подшипнике по отношению к вектору нагрузки стремится к нулю и тангенциальная упругая постоянная  $H_T$  определяется по формуле:

$$H_T = 6\pi \mu L_3 \frac{R_1^3}{c^3} \left(1 - \frac{\lambda}{\lambda_3}\right)$$

или для подшипника с малой относительной длиной ( $\lambda < 0,5$ )

$$H_T = \frac{\pi \mu R_1 L_3^3}{2c^3},$$

т.к. после разложения  $\frac{\lambda}{\lambda_3}$  в ряд получается  $1 - \frac{\lambda}{\lambda_3} \approx \frac{1}{3}\lambda^2$ .  
Равнодействующая сила вязкого трения  $R_T$  направлена перпендикулярно линии центров шипа и подшипника, т.к. при малых относительных эксцентриситетах влияние трения противотока становится исчезающе малым. В отличие от силы самовозбуждения  $W_T$ , уменьшающейся в процессе повышения скорости вихря, стабилизирующая сила трения растет:

$$R_T = \frac{\pi \mu R_1^2 L_3 \omega}{c^2} (1 + 2\bar{\Omega}) e$$

В исследованных подшипниках эффективная относительная длина при развитом сверхзвуковом потоке составила приблизительно  $\lambda_3 \approx 0,1$ . При таких условиях сила трения способна заметно уменьшать скорость вихревого движения. Дробность вихря, определяемая равенством сил самовозбуждения и внутреннего демпфирования на границе устойчивости  $W_T = R_T$ , равна:

$$\bar{\Omega} = \frac{1 - 0,5\bar{c}\lambda_3^2}{1 + 0,5\bar{c}\lambda_3^2}.$$

Здесь  $\bar{c} = \frac{c}{R_1}$  - относительный радиальный зазор.

Естественно, точные расчеты дробности вихря  $\bar{\Omega}$  по этому уравнению затруднительны, поскольку строгое определение дозвуковой зоны течения газа практически невозможно. Кроме того, оценка сил  $W_T$  и  $R_T$  по теории ламинарной смазки, видимо, не вполне объективна, т.к.

в дозвуковой области (после скачка уплотнения) поток должен быть сильно турбулизирован. Из-за малой длины стабилизации течения турбулизация не успевает затухнуть даже при небольшом значении числа Рейнольдса.

Местоположения скачков уплотнения в щелевом зазоре короткого подшипника, определяемые радиусом скачка  $\gamma_{ск}$ , приближенно могут быть найдены при рассмотрении условий неразрывности сверхзвукового потока до скачка уплотнения и дозвукового потока после него. Задача существенно упрощается, если принять, что дозвуковой поток ламинарный, безинерционный, а скачок уплотнения - прямой. Решение таких задач дается в серии работ японского исследователя Х.Мори.

Простая расчетная схема распределения давления, построенная на физической модели подшипника, состоящей из  $N$  круговых подпятников, эквивалентный радиус которых  $\gamma_a$  определяется из условия равенства площадей действительного сегмента и модели, дает хорошее приближение к реальной картине распределения статического давления в зазоре короткого подшипника. Действительно, выбор такой расчетной схемы оправдан, поскольку в исследованных подшипниках развернутая рабочая поверхность каждого сегмента, включающего одно питающее сопло, имеет почти квадратную конфигурацию, и движение газа по щелевому зазору короткого аэростатического подшипника близко к симметричному относительно питающих сопл.

Закономерности изменения радиальной восстанавливающей силы  $F_N = G_N e$ , обусловленной внешним поддувом и удерживающей шип на траектории дробно-скоростного вихря, также не могут быть интерпретированы с помощью обычных представлений о механизме ее формирования, использованных Сиксмитом.

Для модели кругового подпятника, в щелевом зазоре которого вакуумная зона отделена от зоны дозвукового течения скачком уплотнения, подъемная сила газовой пленки определяется интегрированием сил давления по обеим зонам. Жесткость газовой пленки  $G_N$  в общем случае будет зависеть как от интенсивности нарастания давлений на выходе из сопла  $\frac{dP_a}{de}$  и после скачка уплотнения  $\frac{dP''}{de}$ , так и от изменения протяженности обеих зон течения при перемещении шипа  $y = de$ . Однако в сверхзвуковом режиме истечения отношение давлений  $\bar{p}_a = \frac{P_a}{P_0}$  сохраняется постоянным и равным  $\sim 0,53$ , а местоположение скачка уплотнения не зависит от величины радиального зазора, что подтверждается и экспериментальными данными по эюрам распределения статического давления в зазоре. Поэтому в первом приближении можно считать,

что квазистатическая жесткость газовой пленки пропорциональна лишь интенсивности изменения давления после скачка уплотнения  $\frac{d\bar{p}''}{d\epsilon}$ . При таком подходе не учитываются только некоторые изменения абсолютного давления на выходе из сопла  $\bar{p}_a$ , обусловленные потерями в каналах питающих сопел. Поскольку для модели кругового подшипника влияние резкого геометрического расширения потока на эпюру давлений заметно сказывается только при малых размерах источника питания, то в принятой расчетной схеме, где размеры источника определяются радиусом положения скачка уплотнения  $\zeta_{ac}$ , линейная аппроксимация поля статических давлений будет вполне обоснованной. Выражение для квазистатической жесткости газовой пленки полного подшипника может быть приближенно представлено в виде:

$$G_N = \frac{P_0 L D}{c} \frac{\pi}{2} \frac{\zeta_{ac}^2}{\zeta_a^2} \frac{d\bar{p}''}{d\epsilon} \left\{ \frac{1}{3} \left[ \left( \frac{\zeta_a}{\zeta_{ac}} \right)^2 + \frac{\zeta_a}{\zeta_{ac}} + 1 \right] - 1 \right\}.$$

Если рассматривать квазистатический процесс изменения давления на скачке уплотнения при перемещении шипа  $y:ae$ , то величина  $\frac{d\bar{p}''}{d\epsilon}$  находится из условия баланса изменения расходов смазки через питающее сопло  $Q_{ic}$  и щелевой зазор  $Q_{2c}$ :

$$\frac{d\bar{p}''}{d\epsilon} = \bar{p}'' \frac{\frac{c}{Q_{2c}} \frac{\partial Q_{2c}}{\partial c} - \frac{c}{Q_{ic}} \frac{\partial Q_{ic}}{\partial c}}{\frac{\bar{p}''}{Q_{2c}} \frac{\partial Q_{2c}}{\partial \bar{p}''} - \frac{\bar{p}''}{Q_{ic}} \frac{\partial Q_{ic}}{\partial \bar{p}''}}.$$

Здесь

$$\frac{c}{Q_{ic}} \frac{\partial Q_{ic}}{\partial c} = 1; \quad \frac{c}{Q_{2c}} \frac{\partial Q_{2c}}{\partial c} = 3; \quad \frac{\bar{p}''}{Q_{2c}} \frac{\partial Q_{2c}}{\partial \bar{p}''} = \frac{2\bar{p}''^2}{\bar{p}''^2 - P_a^2}.$$

Поскольку возмущения давления  $p''$  не распространяются против потока, и следовательно, не влияют на величину критического расхода через сопло  $Q_{ic}$ , то можно считать, что

$$\frac{\bar{p}''}{Q_{ic}} \frac{\partial Q_{ic}}{\partial \bar{p}''} = 0.$$

Для наиболее употребительных значений степени понижения давления газа в подшипнике  $P_a < 0,2$  получается простая расчетная формула квазистатической жесткости газовой пленки:

$$G_N = \frac{P_0 L D}{c} \bar{p}'' f(\zeta_a, \zeta_{ac}).$$

Несоответствие экспериментальных и расчетных данных по жесткости пленки  $G_N$  не превышает 5%.

Требуемый режим сверхзвукового течения в коротком аэростатическом подшипнике достигается, если в питающем сопле скорость истечения газа окажется равной скорости звука. Это имеет место при  $\bar{p}_a = \bar{p}_{a\text{кр}}$ . Степень понижения давления газа в питающем сопле определяется неявной функцией  $\bar{p}_a = \bar{p}_a(E_0, \bar{p}_a)$ . Конструктивный параметр  $E_0$  физически представляет собой отношение выходных сопротивлений газовому потоку к входным и включает в себя с одной стороны конструктивные:

$$E_{0\text{кр}} = \frac{1}{24} \left( \frac{\kappa-1}{2\kappa g R T_0} \right)^{0,5} \frac{P_0}{\text{н.с.}} \frac{c^2}{\zeta_a \ln \frac{\zeta_a}{\zeta_a}}$$

а с другой - режимные параметры подшипника:

$$E_{0\text{op}} = \frac{(\bar{p}_a^2 - \bar{p}_a^{\frac{\kappa+1}{2}})^{0,5}}{\bar{p}_a^2 - \bar{p}_a^2}$$

Для выполнения условий сверхзвукового режима течения газа необходимо, чтобы количество питающих сопел было не слишком велико ( $N = 8 - 10$ ), а величина конструктивного параметра  $E_0$ , например, при  $\bar{p}_a = 0,2$  несколько превышала 1,0.

В условиях гелиевой смазки следует подавать в подшипники охлажденный газ, либо уменьшать диаметр питающего отверстия. В последнем случае относительная длина подшипника  $L$  также должна быть несколько сокращена с тем, чтобы обеспечить <sup>относительную</sup> эффективную длину подшипника, примерно равную 0,1.

В заключение заметим, что оценка динамических показателей коротких подшипников лишь по критической скорости существенно занижена. В действительности эффективность коротких подшипников почти вдвое выше, чем длинных, спроектированных на максимальную жесткость газовой пленки. Для ненагруженного, жесткого ротора критерий эффективности определяется самой природой вихревой неустойчивости:

$$\bar{\omega}_* = \frac{\bar{G}_N^{0,5}}{c^{0,5} \Omega} = \frac{\omega_\kappa}{2 \left( \frac{P_0 L}{m} \right)^{0,5}}$$

и в испытанных подшипниках достигает  $\bar{\omega}_k^* \approx 50$ .

Неиспользованный запас по устойчивости реализуется при увеличении рядности автономных систем поддува.

1У. Практическое использование коротких аэроэластических подшипников в микротурбодетандерах.

Выполненное экспериментальное и теоретическое исследование позволило создать ряд микротурбодетандеров с расчетными скоростями вращения до 500 тыс.об/мин. При проектировании подшипников использовался метод приближенного расчета устойчивости и опасных зон синхронных резонансов, согласующийся с принятой теорией.

В качестве тормозных элементов в разработанных конструкциях турбодетандеров используется газодувка или высокочастотный электрогенератор.

В процессе испытаний турбодетандеров при значительном повышении мощности наблюдалось влияние на устойчивость возбуждающего действия турбины. Это выражалось в увеличении рядности вихря и, соответственно, некотором понижении границы устойчивости. При обычных для микротурбодетандеров мощностях (менее 3-5 квт) влияние силы, генерируемой на рабочем колесе, на устойчивость вращения практически незаметно и работоспособность узла опор определяется, в основном, только рассмотренным взаимодействием сил смазочного слоя.

Короткие аэроэластические подшипники использованы также при разработке двух модификаций сверхвысокоскоростной шлифовальной головки.

ВЫВОДЫ

1. В результате проведенного экспериментального исследования обнаружен особый устойчивый режим работы циркулярных подшипников с внешним поддувом, характеризующийся существенно пониженным отношением частоты автоколебаний  $\Omega_k$  к рабочей частоте вращения  $\omega_k$  (около 0,10).

2. Дробно-частотный режим работы циркулярных подшипников обеспечивает устойчивое вращение жестких роторов микротурбодетандеров во всем практически встречающемся диапазоне скоростей

вращения - до 500 тыс.об/мин.

3. Резкое повышение зоны устойчивой работы ротора короткого циркулярного подшипника достигается благодаря тому, что уменьшение центробежной нагрузки  $F_{cb}$  на подшипники происходит более интенсивно, чем понижение радиальной восстанавливающей силы  $F_R$ , обусловленной внешним поддувом.

4. Получено большое количество экспериментальных данных, свидетельствующих о идентичности результатов по устойчивости и характеру автоколебаний роторов в коротких аэроэластических подшипниках и в широко известных подшипниках с резонаторными камерами, что косвенно доказывает инертность резонаторных камер к положительному эффекту дробно-скоростных автоколебаний.

5. Эпюры распределения статического давления газа в щелевом зазоре подшипника показывают, что понижение дробности автоколебаний  $\Omega$  происходит при тех параметрах подшипника, когда в щелевом зазоре развивается сверхзвуковой поток, разделенный от зоны дозвукового течения скачком уплотнения. Течение газа характеризуется осевой симметрией относительно питающих сопел.

6. Принятая модель осесимметричного течения газа по щелевому зазору подшипника позволяет с достаточной для инженерных расчетов точностью построить теоретическую эпюру давлений. Конструктивный параметр  $E_0$  правильно отражает условия изменения режима течения газа.

7. Показано, что понижение частоты автоколебаний ротора в коротком аэроэластическом подшипнике обусловлено демпфирующим действием неуравновешенной силы вязкого трения  $R_T$ . Локальные разрывы смазочного слоя, вызванные сверхзвуковым потоком, резко уменьшают возбуждающую тангенциальную составляющую аэродинамической подъемной силы  $W_T$ .

8. Показано, что радиальная восстанавливающая сила формируется преимущественно на участках с дозвуковым течением газа. Разработан метод теоретического определения величины восстанавливающей силы.

9. Короткие аэроэластические подшипники, работающие в режиме дробно-скоростных автоколебаний, просты в изготовлении и мало чувствительны к температурным деформациям.

10. Короткие подшипники рекомендуются для использования в микротурбодетандерах и других высокоскоростных машинах, в которых предъявляются малые требования по подъемной силе газовой пленки.

Основное содержание диссертационной работы опубликовано в следующих печатных трудах:

1. Гильман И.И., Кобулашвили А.Ш., Яковлев А.Н. "Исследование узла газовых опор высокооборотных турбодетандеров" ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ. Криогенное, кислородное и автогенное машиностроение. 1967, № 3.

2. Гильман И.И., Кобулашвили А.Ш., Яковлев А.Н. "Экспериментальное исследование виброустойчивости миниатюрного ротора на коротких газовых подшипниках "ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ", криогенное, кислородное и автогенное машиностроение, 1968, № 1 Москва.

3. Гильман И.И., Кобулашвили А.Ш., Яковлев А.Н. "Некоторые результаты экспериментальных работ по газовым подшипникам для низкотемпературных турбодетандеров". Труды ВНИИ криогенмаш"а, из-во МАШИНОСТРОЕНИЕ, 1970, № 3, Москва.

4. Кобулашвили А.Ш., Гильман И.И. "Стабилизация роторов быстроходных турбодетандеров". Труды ВНИИ криогенмаш"а, из-во МАШИНОСТРОЕНИЕ, 1971, № 14, Москва.

5. Давыдов А.Б., Кобулашвили А.Ш. "Некоторые вопросы применения подшипников с жидкостной и газовой смазкой в низкотемпературных турбодетандерах. Труды ВНИИ криогенмаш"а, из-во МАШИНОСТРОЕНИЕ, 1971, № 14, Москва.

По теме диссертации сделан доклад на Всесоюзной конференции по газовой смазке подшипников в 1968 г. "Экспериментальное исследование устойчивости вертикального ненагруженного ротора в коротких аэроостатических подшипниках".

Основные экспериментальные данные изложены в книге: Шейнберг С.А., Жедь В.П., Шишеев М.Д., "Опоры скольжения с газовой смазкой", Машгиз, 1969, Москва.