

Влияние конструкции лепестков радиального газового подшипника на характеристики жесткости и демпфирования в опоре (обзор)

Темис М.Ю.

Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, г. Москва
e-mail: mikhail.temis@gmail.com

Представлен обзор конструкций лепестковых подшипников, приведены основные схемы для трех поколений подшипников данного типа. Проведен анализ преимуществ и недостатков каждого поколения на основе опубликованных экспериментальных данных. Рассмотрены конструктивные решения, обеспечивающие увеличение грузоподъемности подшипника, снижение анизотропии характеристик жесткости, оптимизацию температурного режима газовой смазки и напряженно-деформированного состояния лепестков. Представлен обзор конструкций гибридных газодинамических подшипников с внешним наддувом и магнетогазодинамических подшипников. Работоспособность конструктивных элементов подшипников, представленных в патентах, проанализирована на основе результатов экспериментальных исследований, приведенных в научных статьях. Определены основные элементы лепесткового подшипника, позволяющие обеспечить требуемые характеристики опоры.

Ключевые слова: лепестковый газовый подшипник, сухой двигатель, газостатический подшипник, газодинамический подшипник, магнетогазодинамический подшипник.

Influence of the foil design in radial foil gas bearings on characteristics of stiffness and damping in the support (review)

Temis M. Yu.

CIAM, Moscow

The paper presents an overview of foil bearing designs and outlines main schemes for three generations of bearings of this type. Advantages and disadvantages of each generation are analyzed based on published experimental data. Design solutions that increase the bearing load capacity, reduce the anisotropy of stiffness characteristics, optimize the temperature mode of gas lubrication and the stress-strain state of foils are considered in the paper. An overview of designs of hybrid gasdynamic bearings with external pressurization and magnetogasdynamic bearings is presented. Performance of bearing structural elements described in patents is analyzed based on results of experimental studies found in scientific papers. Main elements, which ensure required support characteristics of foil bearings, are identified.

Keywords: foil gas bearing, dry engine, gas-static bearing, gasdynamic bearing, magnetogasdynamic bearing.

Введение

Лепестковые газовые подшипники обладают рядом особенностей, обуславливающих актуальность их применения в современных высокооборотных малоразмерных ГТД и ГТУ [1–4]. Свойства газа стабильны в широком температурном диапазоне, что позволяет

эксплуатировать газовые подшипники как при высокой, так и при криогенной температуре. Основным рабочим элементом радиального газового подшипника является тонкий гладкий лепесток (несколько лепестков), укладываемый на гофрированный поддерживающий элемент, который, в свою очередь, опирается на обойму (рис. 1). При вращении вала между его внешней поверх-

ностью и гладким лепестком образуется переменный радиальный зазор, давление в котором действует на вал и поддерживает его в равновесном положении. Под действием давления гладкий лепесток и гофрированный элемент упруго деформируются. За счет податливости лепестка можно получить более равномерное распределение толщины газового слоя, повысить грузоподъемность и значительно снизить (по сравнению с подшипником с жесткими рабочими поверхностями) влияние погрешностей монтажа и изготовления на рабочие характеристики опоры.

Свойства газовой смазки определяют конструкцию элементов газового подшипника требуемой грузоподъемности с необходимыми характеристиками жесткости и демпфирования. Рабочий зазор в газовом подшипнике существенно меньше, чем в масляном, – 5...15 мкм. Линейные скорости на поверхности шейки вала находятся в диапазоне 100...300 м/с [5; 6], что создает избыточное давление в газовом слое на уровне 0,1 МПа. Жесткость лепестков должна обеспечивать их упругое деформирование при таком избыточном давлении. При проектировании газовых подшипников жесткость лепестков принимается ориентировочно равной 150 Н/мм из расчета на каждый сантиметр площади проекции рабочей поверхности подшипника. Этот показатель может варьироваться в диапазоне $\pm 50\%$. При этом более «мягкие» подшипники не обеспечивают должного уровня динамической устойчивости ротора, а более жесткие – имеют избыточную чувствительность к воздействию высокой температуры, перекосам, погрешности изготовления и сборки.

Демпфирование в газовых подшипниках обеспечивается вязкостью газового слоя и фрикционным взаимодействием контактирующих лепестков. Оно невелико и составляет величину порядка 1 Н·м/с на каждый сантиметр площади проекции рабочей поверхности подшипника.

Основные задачи, решаемые при проектировании современных лепестковых газовых подшипников:

- создание конструкции подшипника, обеспечивающей требуемые жесткость и демпфирование;
- обеспечение удобства монтажа и технического обслуживания опоры;
- обеспечение ресурса, износостойкости и устойчивости к температурным воздействиям, компенсация погрешностей изготовления и сборки;
- обеспечение работоспособности при перегрузках.

Облик газовых подшипников разного поколения

Процесс проектирования газодинамической опоры является сложной междисциплинарной задачей [7–10]. С середины XX века конструкции газодинамических подшипников совершенствовались, дорабатывались и развивались [2; 3]. Выделяют три поколения лепестковых подшипников, каждому из которых присущи свои конструктивные особенности. Так, гофрированные элементы подшипников первого поколения (см. рис. 1, а) имеют однородную конструкцию и в осевом, и в окружном направлении, за исключением места крепления

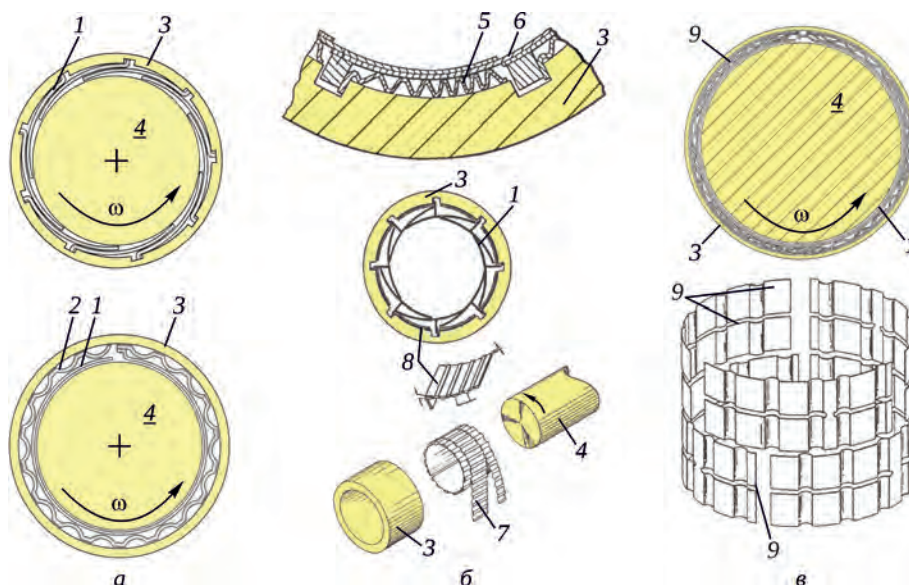


Рис. 1. Конструктивные особенности газодинамических подшипников разного поколения [5]: а – первого; б – второго; в – третьего; 1 – лепесток; 2 – гофрированный элемент; 3 – обойма; 4 – вал; 5 – гофрированный элемент с переменным шагом гофров; 6 – гладкий лепесток; 7 – составной гофрированный элемент; 8 – упругое основание; 9 – составной гофрированный элемент с переменным шагом гофров

к обойме. Поэтому жесткость и демпфирование таких подшипников анизотропны и зависят от окружной координаты смещения вала в подшипнике. Кроме того, реализуются большие утечки по краям подшипника при локальных воздействиях: нагрузках от перекосов, температурных нагрузках, погрешностях изготовления и сборки, – что отрицательно сказывается на формировании газодинамического клина и, соответственно, на рабочих характеристиках самого подшипника.

В газодинамических опорах второго поколения (см. рис. 1,б) геометрия и жесткость гофрированного элемента могут изменяться в окружном или в осевом направлении, но не в двух направлениях одновременно. Например, в лепестковом подшипнике гофрированный элемент может иметь переменный шаг гофров в окружном направлении, но при этом неизменную геометрию в осевом направлении. И наоборот, гофрированный элемент может состоять из нескольких полос, выполненных в виде разрезных колец, расположенных друг за другом в осевом направлении; гофры каждой полосы имеют свое соотношение габаритных размеров и свой шаг расстановки. За счет создания неоднородности упругих характеристик в одном из направлений подшипники второго поколения лучше воспринимают локальные воздействия, что обеспечивает более высокие эксплуатационные характеристики.

Для газодинамических опор третьего поколения характерна неоднородность упругих свойств во всех направлениях: окружном, радиальном и осевом. Гофрированные элементы состоят из нескольких гофрированных элементов, крепящихся к обойме посередине, свободных по краям и расположенных друг за другом в осевом направлении (рис. 1,в). При этом места закрепления гофрированных элементов в двух соседних полосах смещены друг относительно друга, и каждый элемент может иметь переменный шаг и соотношение геометрических размеров гофров. Такая конструкция является оптимальной с точки зрения восприятия

локальных воздействий, минимизации боковой утечки и формирования газодинамического клина и обеспечивает наилучшие эксплуатационные характеристики.

На основании теоретических и экспериментальных исследований авторами работ [5; 11] сформулирована эмпирическая формула для несущей способности (грузоподъемности) подшипника:

$$Q = D_{gen} \times (L \cdot D) \times D \cdot n,$$

где D – номинальный диаметр подшипника (дюйм); L – длина подшипника (дюйм); n – частота вращения вала (об/мин); D_{gen} – удельная грузоподъемность (фунт·мин/дюйм³), или коэффициент несущей способности, для подшипников первого поколения – 0,1...0,3, второго поколения – 0,3...0,6, третьего поколения – 0,8...1 (рис. 2).

Совершенствование конструкции газодинамических подшипников позволило повысить их грузоподъемность более чем в три раза.

В работе [12] проведен сравнительный анализ жесткости и демпфирования лепестковых газовых подшипников первого и второго поколения по результатам серии экспериментов. Подшипники второго поколения обладают меньшей статической жесткостью (при невращающемся вале) (рис. 3,а), что в большинстве случаев объясняется большей свободой перемещения и деформации гофрированного элемента. Но они имеют существенно большую грузоподъемность, динамические (при вращающемся вале) жесткость и демпфирование (рис. 3,б), причем динамическая жесткость подшипника второго поколения превышает его статическую жесткость. Анализ работы [12] показал, что модификация конструкции лепестков в подшипнике позволяет существенно изменять характеристики подшипника.

Подшипники, сочетающие в себе преимущества и конструктивные особенности нескольких типов опор, могут рассматриваться как четвертое поколение газовых подшипников. В работе [13] представлен подшипник,

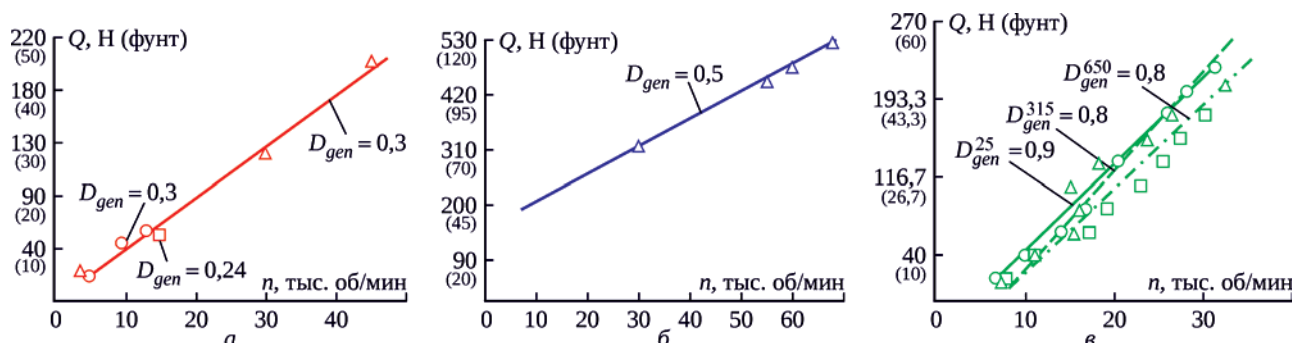


Рис. 2. Удельная грузоподъемность подшипников разного поколения [5]:
а – первого; б – второго; в – третьего;

△ – лепестковый подшипник; ○ – полый подшипник ($L = D = 38,1$ мм) с жесткими рабочими поверхностями (неустойчив при $n = 14\,000$ об/мин); □ – колодочный подшипник; △ – лепестковый подшипник ($L = 44,5$ мм, $D = 35$ мм); ○, △, □ – лепестковый подшипник ($L = 27$ мм, $D = 35$ мм) при 25, 315 и 650°С

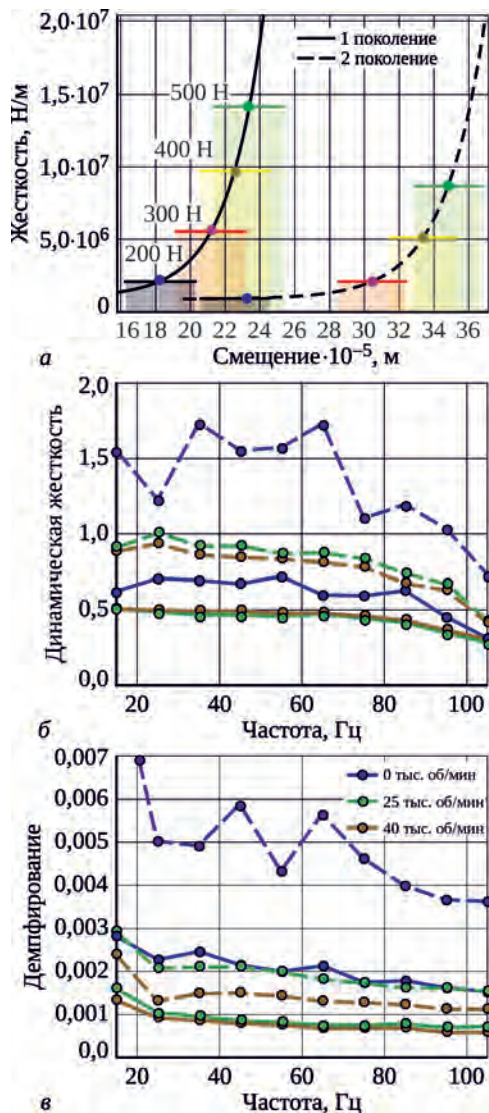


Рис. 3. Сравнение характеристик подшипников первого (сплошная линия) и второго (пунктир) поколений [12]: а – статическая жесткость подшипника ($n = 0$ об/мин) при нагружении силой 200, 300, 400, 500 Н; б – прямая динамическая (вертикальная) жесткость подшипника ($n = 0, 25, 40$ тыс. об/мин) в зависимости от частоты воздействия при нагрузке 400 Н; в – прямое динамическое (вертикальное) демпфирование подшипника ($n = 0, 25, 40$ тыс. об/мин) в зависимости от частоты воздействия при нагрузке 400 Н

который состоит из четырех колодок, опирающихся на упругие поддерживающие элементы в виде S-образных пружин, демпфирующего слоя из металлической сетки и обоймы (рис. 4). Подобный подшипник обеспечивает максимальную несущую и демпфирующую способность газодинамической опоры. При этом сохраняется способность опоры воспринимать перекосы. Начиная с 1980-х годов металлическая сетка служила в ГТД и ГТУ виброизолятором. Одно из основных преимуществ ее использования в качестве демпфера – слабая чувствительность к колебаниям температуры,

в отличие от масла, вязкость которого зависит от температуры в значительной степени.

Конструктивные элементы для повышения несущей и демпфирующей способности и увеличения ресурса газодинамической опоры

В настоящее время наиболее распространены два типа конструкций лепесткового подшипника: с одним или с несколькими гладкими лепестками. Подшипник с одним гладким лепестком и гофрированным элементом обладает преимуществом в монтаже и требует минимального количества регулировочных операций, однако имеет существенный недостаток – сильную анизотропию упругих свойств в окружном направлении [14]. Конструкция подшипника с несколькими лепестками и поддерживающими их гофрированными элементами сложнее с точки зрения изготовления и монтажа, а наличие нескольких зон жесткого закрепления гладких лепестков в обойме может снижать общую надежность конструкции, поскольку в этих зонах (ввиду ряда конструктивных особенностей, подробно рассматриваемых далее) часто имеет место локальное повышение жесткости элементов и, соответственно, концентрация напряжений.

Анализ современных патентов выявил множество технических решений, призванных повысить грузоподъемность, демпфирующую способность, ресурс, обеспечить точность монтажа и упростить техническое обслуживание газодинамической опоры.

Подшипники с несколькими гладкими лепестками.

На рис. 5,а [15] показана конструкция лепесткового подшипника с одним гладким лепестком и двумя поддерживающими гофрированными элементами. Между свободным краем элемента 2а и закрепленным концом элемента 2б, в пролете В, по всей длине гладкий лепесток не имеет опирания. При вращении шейки вала гладкий лепесток деформируется и прогибается таким образом, что конструкция начинает работать как подшипник с двумя сегментами. При этом прогибы гладкого лепестка в зонах L1 и L2 с увеличением частоты вращения ротора становятся больше, а в других зонах – меньше, за счет чего вращающийся вал смещается ближе к своему геометрическому центру О и динамическая устойчивость системы повышается. Кроме того, в зонах L1 и L2 снижаются температурные воздействия на гладкий лепесток. На рис. 5,б представлена аналогичная модификация с двумя гладкими лепестками. Применение двух гладких лепестков позволяет повысить фрикционное демпфирование в опоре за счет трения между ними.

На рис. 6,а показан вариант газодинамической опоры с одним гладким лепестком, оба края которого

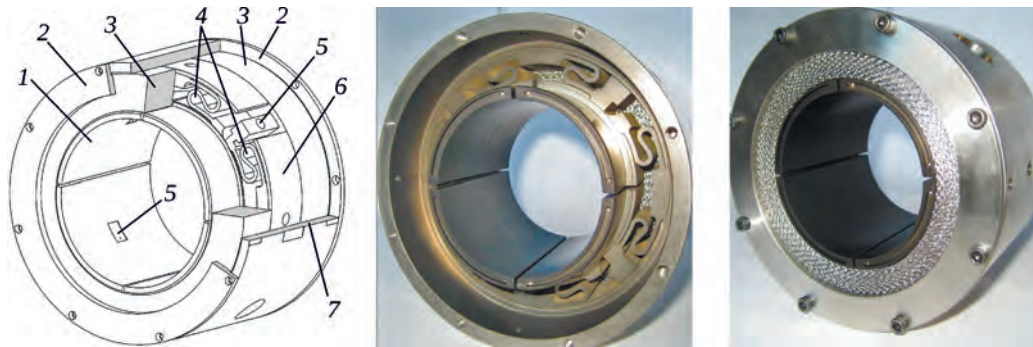


Рис. 4. Принципиальная схема подшипника с колодками и демпферами из металлической сетки: 1 – колодка; 2 – фланец; 3 – сетка; 4 – пружины; 5 – канавка подачи смазки; 6 – кольцо; 7 – обойма

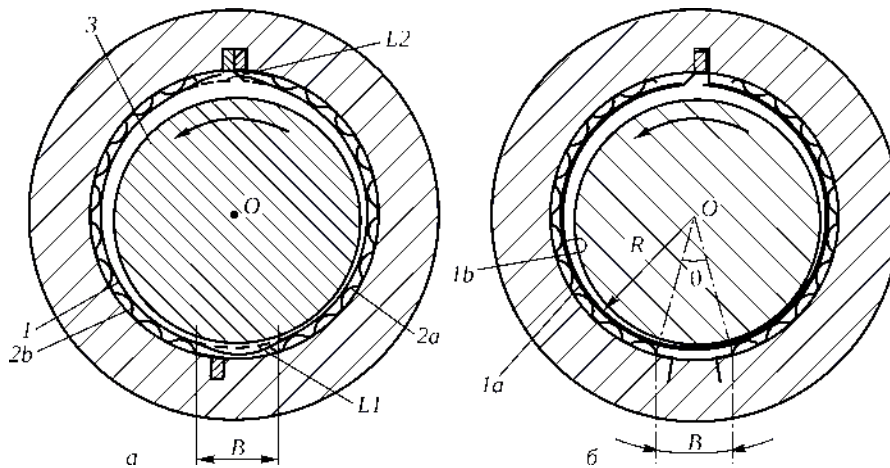


Рис. 5. Схемы сегментных подшипников [15]:
a – с одним лепестком (деформированный лепесток); *б* – с двумя лепестками; 1 – гладкий лепесток; 2 – гофрированный элемент; 3 – шейка вала

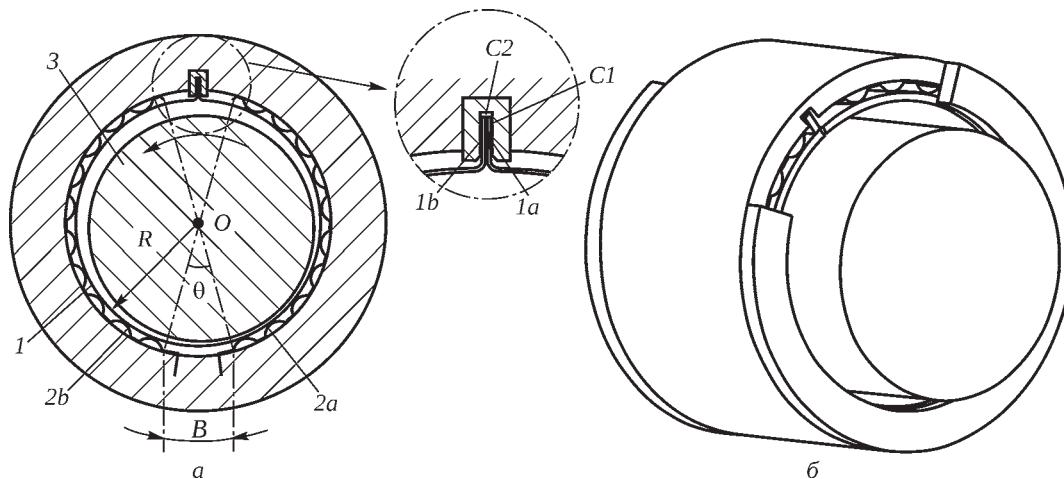


Рис. 6. Схемы подшипников с верхним лепестком, закрепленным с двух сторон:
a – работа [15]; *б* – с частично снятым буртиком [17]; 1 – гладкий лепесток; 2 – гофрированный элемент; 3 – шейка вала

(1*a* и 1*b*) установлены в обойме с некоторым радиальным (*C1*) и окружным (*C2*) зазором [15]. Это позволяет гладкому лепестку воспринимать окружные и радиальные деформации вне зависимости от направления вращения ротора. Также возможно применение в конструкции двух гладких лепестков для повышения фрик-

ционного демпфирования. Подобная схема крепления использована в патенте [17], где подшипник выполняет также функцию уплотнительного устройства (рис. 6,б) благодаря установленным с обоих торцов буртикам. Необходимо отметить, что узел закрепления двух концов лепестка в [17] недостаточно проработан

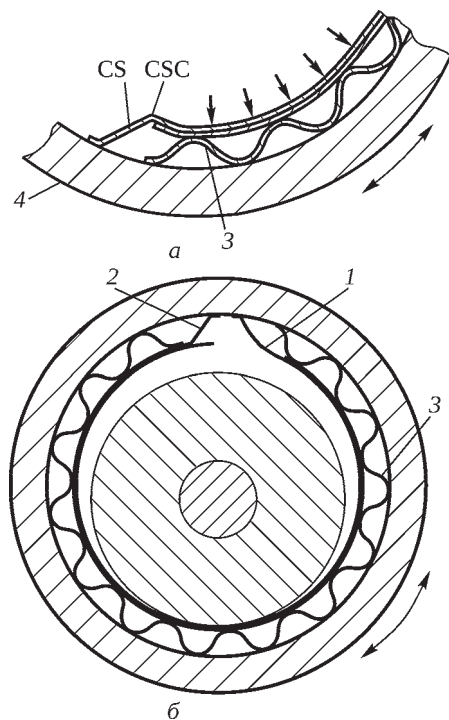


Рис. 7. Схема крепления верхних лепестков [16]:

a – типовая; *б* – модифицированная; 1 – верхний гладкий лепесток; 2 – промежуточный лепесток; 3 – гофрированный элемент; 4 – обойма подшипника

по сравнению с решениями, представленными в [16]. Вопросом, требующим исследования, является влияние перепада давления на торцах подшипника на распределение давления в гидродинамическом клине и его грузоподъемность.

По мнению автора [15], сочетая предложенные конструктивные решения, можно получить конструкцию подшипника, обладающую всеми преимуществами рассмотренных опор, – динамически более устойчивую и нечувствительную к направлению вращения вала. Применение в конструкции подшипника двух гладких лепестков позволит повысить не только фрикционное демпфирование, но и надежность и износостойкость основного рабочего элемента подшипника.

На рис. 7,а [16] показан лепестковый подшипник с внешним гладким лепестком, промежуточным лепестком и гофрированным элементом. Каждый конструктивный элемент соединен с неподвижной обоймой. Внешний лепесток крепится на обойме загнутой крепежной частью (CS). Наличие в этой части резких перегибов (область CSC) служит источником для возникновения зон концентрации напряжений. Изгибная жесткость гладкого лепестка в указанной зоне довольно высока, и давление газового слоя оказывается недостаточно высоким, чтобы деформировать его. Поэтому в некоторых случаях при выгибании лепестка в зоне сопряжения жесткой крепежной и более гибкой основной части возможен его контакт с вращающимся валом.

Во избежание возникновения описанных выше эффектов, снижающих надежность конструкции опоры и износостойкость ее рабочих элементов, сопряжение крепежной и рабочей части лепестка должно выполняться максимально плавным (рис. 7,б). Это позволит исключить зоны концентрации напряжений и локальное повышение изгибной жесткости, а следовательно, нежелательные вибрации в системе ротор – подшипники. В представленной на рис. 7 конструкции подшипника присутствуют два гладких лепестка, что характерно для подшипников третьего поколения. Они обеспечивают повышенное демпфирование в опоре на малой частоте вращения ротора при проходе через резонансные частоты.

При колебаниях ротора в подшипниках возникает фрикционное демпфирование, обусловленное проскальзыванием гофрированного элемента и лепестка друг по другу и по корпусу подшипника. Введение дополнительных слоев гладких лепестков между валом и гофрированным элементом способствует увеличению фрикционного демпфирования опоры, что необходимо для ограничения низкочастотных колебаний ротора. На рис. 8 показаны два варианта конструкции подшипника с несколькими лепестками, установленными внахлест.

Подшипник [18] (рис. 8,а) с одним верхним гладким лепестком имеет несколько промежуточных гладких лепестков, установленных над гофрированным элементом. Автор [18] предлагает варьировать количество лепестков от одного до пяти, тем самым достигая необходимой величины конструкционного демпфирования. Подшипник, предложенный в [19] (рис. 8,б), отличается от описанного выше тем, что имеет несколько отдельных верхних лепестков, опирающихся на промежуточные гладкие лепестки, установленные над гофрированным элементом.

На рис. 9 представлена конструкция подшипника, гладкие лепестки которого устанавливаются внахлест: каждый лепесток имеет рабочую часть 1а и часть 1б, перекрываемую рабочей частью соседнего лепестка [20]. Каждый лепесток закрепляется по центру в канавке 2, и при действии на него давления, возникающего в газовом слое, может иметь место изгиб и поворот лепестка относительно центра закрепления. Поскольку изгибная жесткость лепестка достаточно мала, локальная деформация обеспечивает ступенчатое изменение зазора, создающее гидродинамический скачок эпюры давления и, следовательно, повышение несущей способности подшипника. Представленная конструкция подшипника позволяет добиться более высокого давления в газодинамическом клине наряду с увеличением демпфирующей способности опоры за счет располагаемых внахлест лепестков.

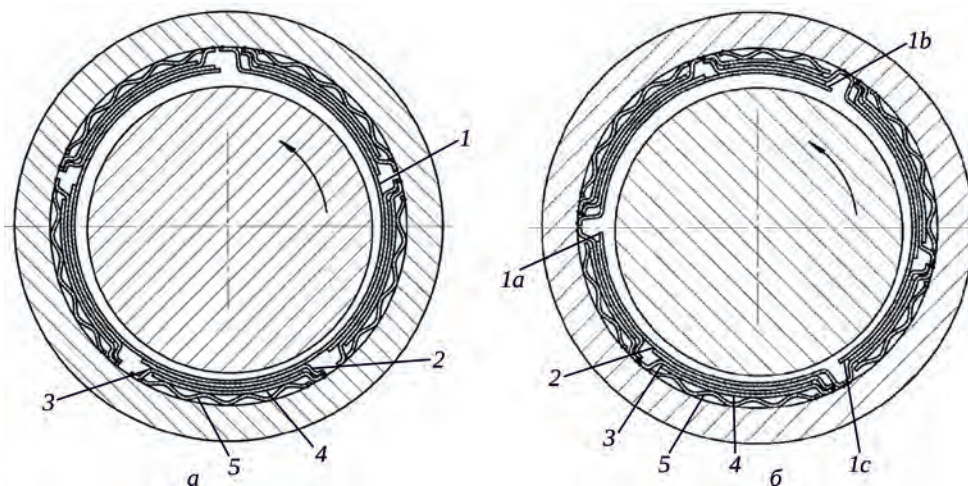


Рис. 8. Схема крепления лепестков внахлест:

a – подшипник с одним верхним лепестком [18]; *б* – подшипник с тремя верхними лепестками [19];
1 – верхний лепесток; 2–4 – промежуточные гладкие лепестки; 5 – гофрированный элемент

Эпюра 3 иллюстрирует распределение давления для случая установки лепестков с нахлестом, эпюра 4 – распределение давления для более распространенного варианта конструкции подшипника – с одиночным гладким лепестком (линия 5). Заштрихованная зона 6 демонстрирует разницу в эпюрах давления за счет эффекта гидродинамического скачка.

На рис. 10 [21] показана конструкция подшипника с подкладными гладкими лепестками, установленными между основным гладким лепестком и гофрированным элементом. При колебаниях вращающегося вала изменение давления передается на гладкий лепесток подшипника 1. Подкладные лепестки 2 обеспечивают рассеяние энергии за счет трения скольжения между их соприкасающимися поверхностями и поверхностью основного лепестка. Таким образом, демпфирование в подшипнике возрастает за счет большого количества зон трения.

В конструкциях подшипников с несколькими гладкими лепестками при движении вала лепестки деформируются и перемещаются друг по другу в зоне избыточного давления газодинамического клина. Количественные эффекты, обеспечиваемые конструкцией, продемонстрированы в [22] для трех типов подшипников (рис. 11,а): тип А – верхний (внешний) лепесток, промежуточный (внутренний) лепесток и гофрированный элемент длиной дуги в 360°; тип В – верхний лепесток длиной дуги в 360°, промежуточный лепесток и гофрированный элемент длиной дуги в 120°; тип С – верхний лепесток, промежуточный лепесток и гофрированный элемент длиной дуги в 120°. Результаты получены на экспериментальном стенде при выбеге ротора с рабочей частоты вращения 60 000 об/мин.

В подшипнике типа А регистрируются вибрации вала на роторной частоте с максимальной амплитудой до 10 мкм и субгармонические колебания с амплитудой

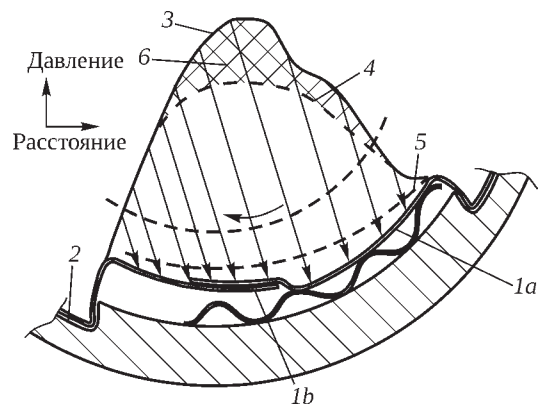


Рис. 9. Схема подшипника и эпюра давления на лепестках [20]:
1 – гладкий лепесток; 2 – канавка

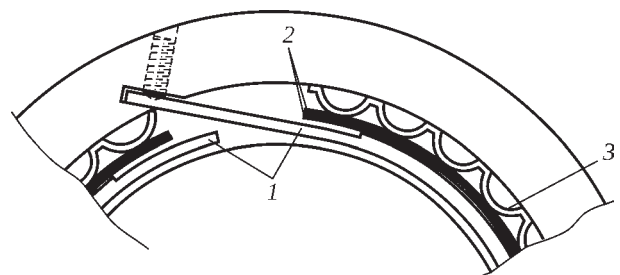


Рис. 10. Подшипник с подкладными гладкими лепестками [21]:
1 – основной гладкий лепесток; 2 – пакет подкладных гладких лепестков; 3 – гофрированный элемент

дой до 150 мкм на частоте 50, 100 и 150 Гц при частоте вращения более 30 000 об/мин (рис. 11,б). В подшипнике типа В зарегистрированы вибрации вала на роторной частоте с максимальной амплитудой до 35 мкм и субгармонические колебания с амплитудой до 70 мкм на частоте 155 и 167 Гц при частоте вращения более 40 000 об/мин. В подшипнике типа С зафиксированы вибрации вала только на роторной частоте с максимальной амплитудой до 40 мкм.

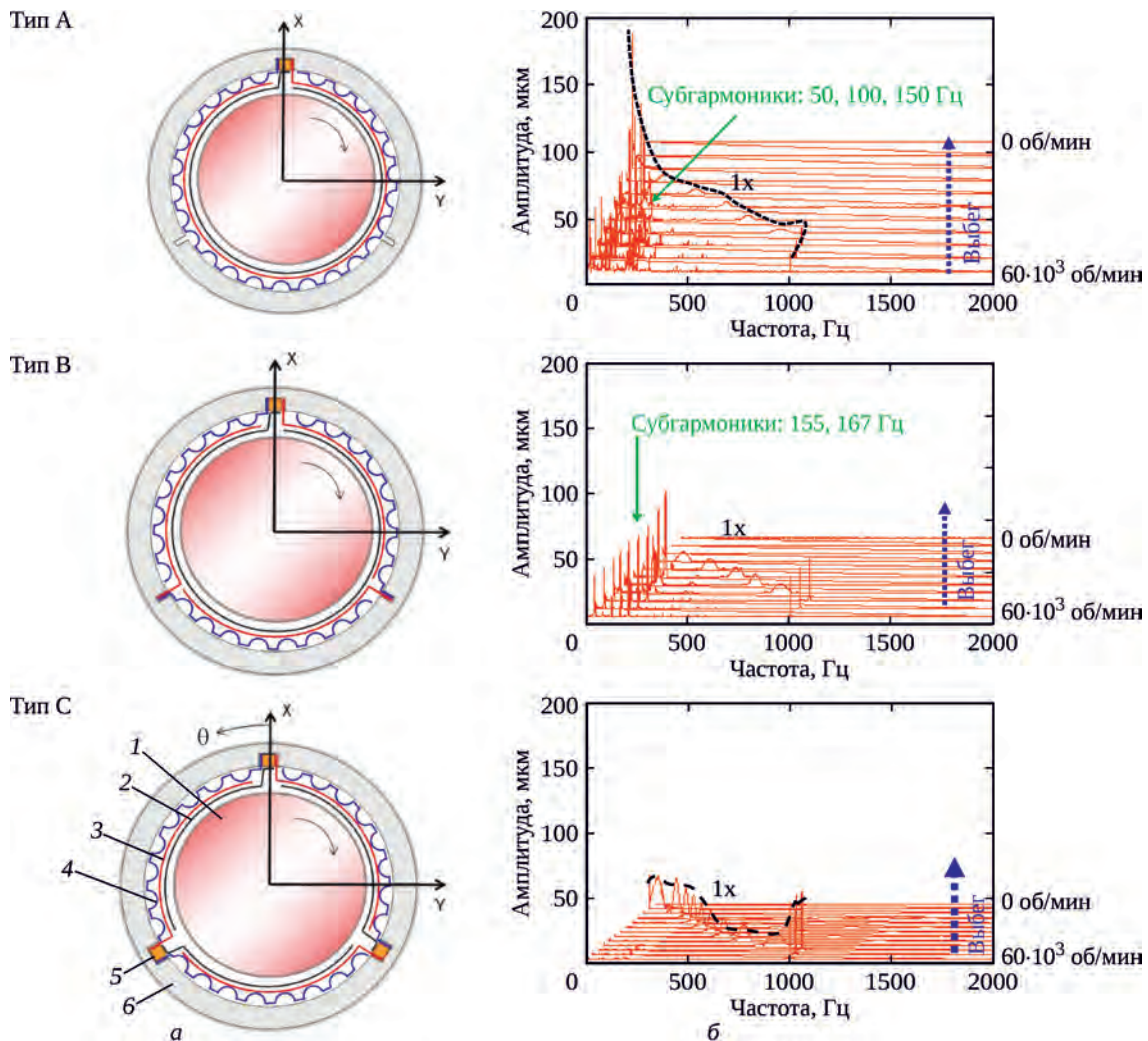


Рис. 11. Варианты конструкций подшипников с несколькими гладкими лепестками [22]:

а – схемы подшипников; б – спектры вибраций подшипников на выбеге ротора с частоты вращения 60 000 об/мин;
 1 – вал; 2 – внешний лепесток; 3 – внутренний лепесток; 4 – гофр; 5 – замок; 6 – обойма

Результаты эксперимента, детальное описание которого представлено в [22], подтверждают предположения о высоком конструктивном демпфировании в подшипниках с несколькими гладкими лепестками. Также продемонстрировано, что подшипник с разрезными лепестками (несколько газодинамических клиньев) имеет меньшие вибрации, чем подшипник с одним верхним лепестком.

Снижение местной жесткости в зоне закрепления лепестков. Как было отмечено, повышенная локальная жесткость в зоне крепления отрицательно сказывается на грузоподъемности подшипника и ресурсе лепестков, что заставляет искать альтернативные способы крепления лепестков к обойме. На рис. 10 было представлено конструктивное решение, которое позволяет избежать большого изгиба гладкого лепестка в означенной зоне. Подобные конструктивные решения представлены в [21; 23–25]. Во всех модификациях гладкий лепесток одним концом вставляется в специальный паз

в обойме подшипника и фиксируется в нем прижимным винтом, что позволяет более точно регулировать его положение относительно вала и обоймы подшипника. Гладкий лепесток по краям имеет утонения, и между вершинами первого и крайнего гофров поддерживающего элемента и поверхностью гладкого лепестка образуется зазор. При приближении вала к зоне закрепления гладкого лепестка последний прогибается при действии даже невысокого избыточного давления, предотвращая контакт с поверхностью вала.

Другим техническим решением для снижения жесткости в месте закрепления является конструкция, рассмотренная в [26]. На рис. 12 показаны два варианта конструкции подшипника с гладкими лепестками, на обоих концах которых имеются выступы. При постановке в подшипник гладкий лепесток выступами вставляется в соответствующие пазы в обойме подшипника. Его фиксация обеспечивается реакцией распора. Аналогичные конструктивные решения представлены в [27; 28].

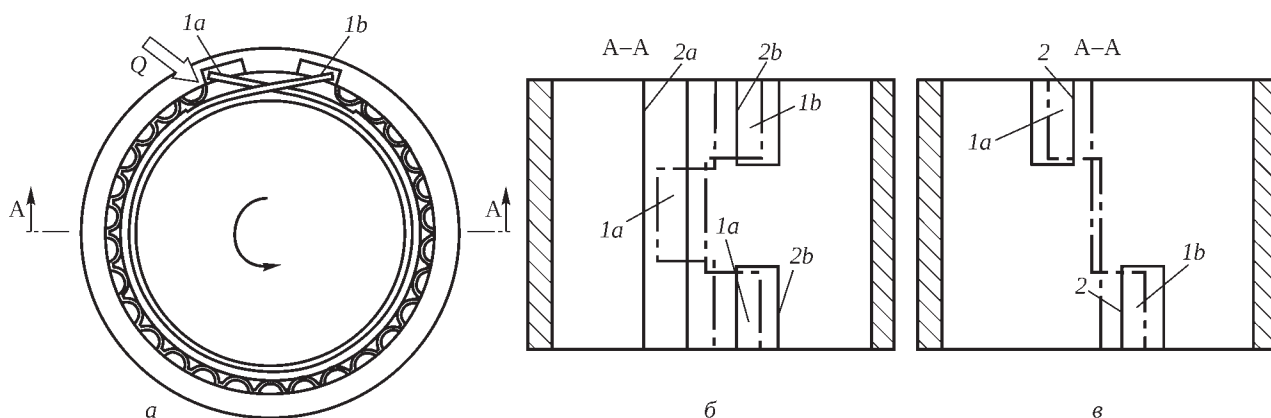


Рис. 12. Схема подшипника с гладким лепестком без жесткого крепления к обойме [26]:
 а – общая; б – вариант 1; в – вариант 2; 1 – выступ; 2 – паз

Применение анизотропных гофрированных элементов. Регулировать жесткость и количество газодинамических клиньев в подшипнике позволяют анизотропные гофрированные элементы. На рис. 13 показана конструкция подшипника с гофрированным элементом из нескольких групп гофров, соединенных между собой длинными перемычками [20]. На участках, где гофры отсутствуют, гладкий лепесток прогибается под действием давления, увеличивая зазор в этих областях на величину, равную высоте гофров, что создает условия для возникновения по окружности газодинамических клиньев.

Еще одним техническим решением является установка гофрированных элементов с переменной высотой и/или шагом расстановки гофров (рис. 14) [21; 23–25; 29].

В большинстве конструкций гофрированный элемент неподвижно закреплен с одного края. Под дей-

ствием давления лепесток и гофрированный элемент деформируются как в радиальном, так и в окружном направлении, из-за чего в зонах контакта возникает их взаимное проскальзывание. Прогиб вершины гофра и взаимное смещение оснований гофра уменьшаются по мере приближения к закрепленному краю гофрированного элемента. Таким образом, жесткость и демпфирование опоры анизотропны в окружном направлении.

На рис. 15 [30] показан подшипник с поддерживающим элементом, представляющим собой семейство V-образных упругих элементов, соединенных между собой перемычками. Под действием давления гладкий лепесток прогибается и заставляет деформироваться V-образные упругие элементы, каждый из которых деформируется независимо, не оказывая влияния на соседние. Здесь жесткость и демпфирование опоры изотропны в окружном направлении.

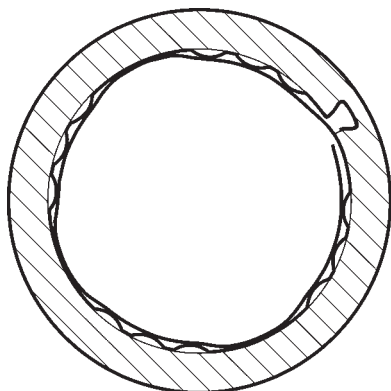


Рис. 13. Схема подшипника с гофрированным элементом с несколькими группами гофров [20]

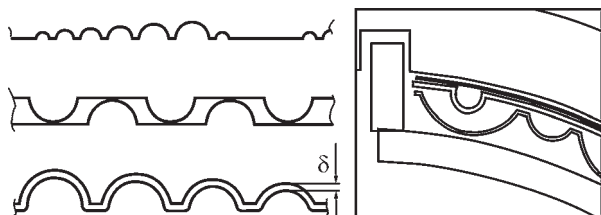


Рис. 14. Варианты гофрированных элементов [20, 29]

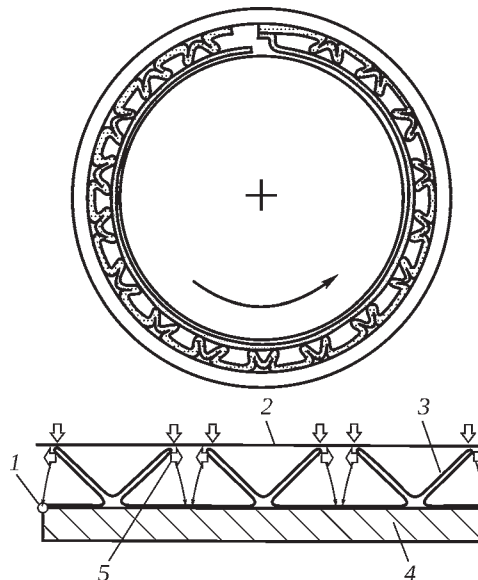


Рис. 15. Подшипник с демпфирующим лепестком и V-образными упругими элементами [30]:
 1 – закрепленный край; 2 – гладкий лепесток;
 3 – поддерживающий элемент; 4 – обойма;
 5 – проскальзывание гладкого лепестка

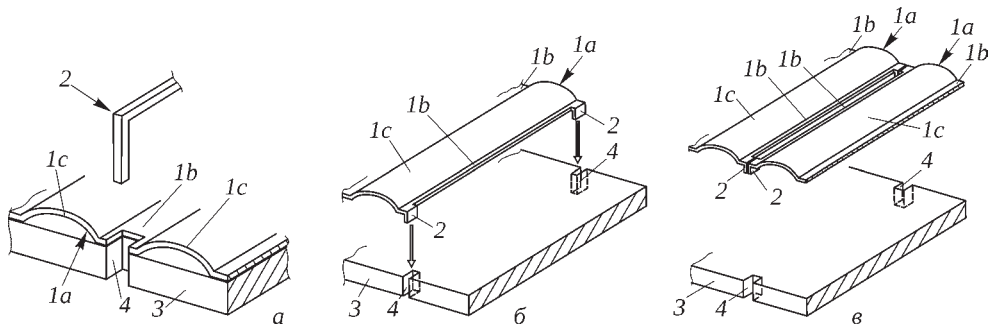


Рис. 16. Схемы крепления гофрированных лепестков:

a – при помощи скобы [23]; *б* – последовательное при помощи упорных лапок [25]; *в* – чередующееся при помощи упорных лапок [25]; 1 – гофрированный элемент; 2 – зажимная скоба / упорная лапка; 3 – обойма; 4 – паз

Существует ряд конструктивных решений, позволяющих не устранить полностью, но уменьшить анизотропию упругих свойств опоры в окружном направлении. На рис. 16,*a* [23] представлена конструкция подшипника с тремя поддерживающими гофрированными элементами, крепящимися к обойме посередине при помощи зажимной скобы. Такой способ закрепления позволяет значительно снизить неравномерность деформаций от гофра к гофру за счет уменьшения его свободной длины в окружном направлении. Для лучшей фиксации концы зажимной скобы могут выполняться удлиненными и при установке в подшипник загибаться

за внешнюю поверхность обоймы.

На рис. 16,*б,в* [25] представлена схожая по принципу действия и преимуществам конструкция, где фиксация гофрированного элемента осуществляется посредством упорных лапок, которыми гофрированный элемент вставляется в пазы в обойме с одного края. Количество гофрированных элементов необходимо увеличить в два раза, по сравнению с конструкцией на рис. 16,*a*, для снижения анизотропии упругих свойств опоры в окружном направлении. Гофрированные элементы могут располагаться в обойме таким образом, что закрепленный конец следующего элемента

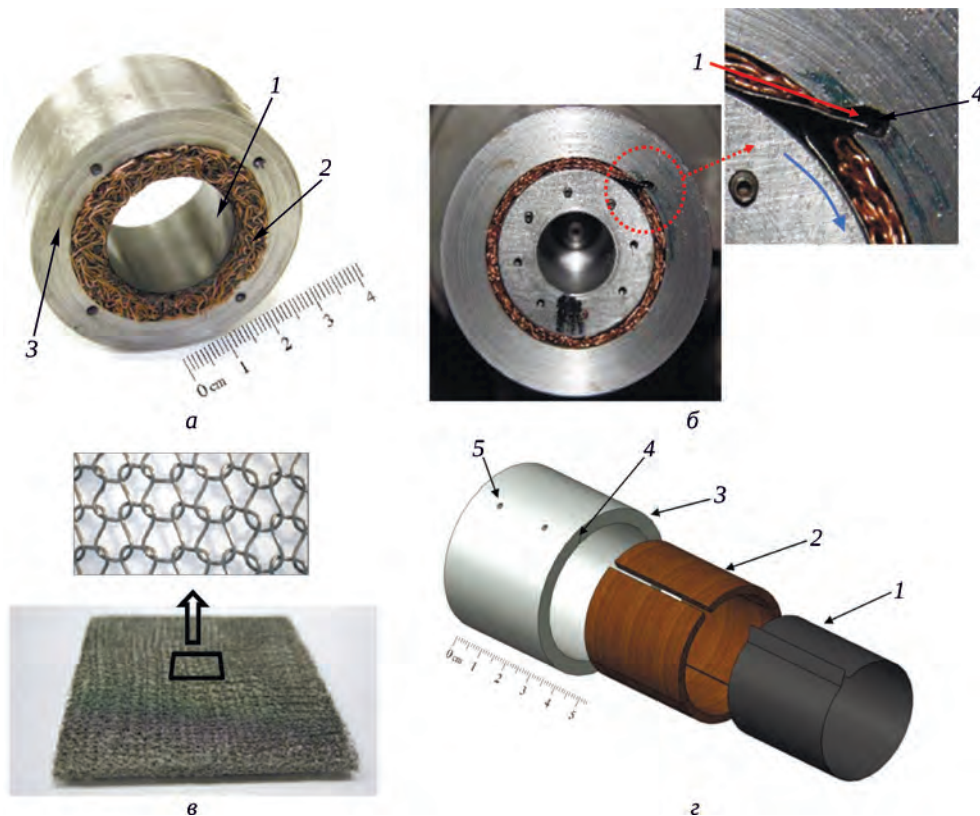


Рис. 17. Конструкция подшипника с демпфирующим слоем из металлической сетки:

a – общий вид; *б* – место закрепления внешнего лепестка (вал вращается по часовой стрелке); *в* – структура металлической сетки (сплетенная проволока) [37]; *г* – схема сборки подшипника; 1 – внешний лепесток; 2 – металлическая сетка; 3 – обойма; 4 – замок для фиксации внешнего лепестка; 5 – отверстия для фиксации лепестка

соседствует со свободным краем предыдущего (рис. 16,б), а могут располагаться свободными краями навстречу друг другу (рис. 16,в).

Подшипники с демпфирующим слоем из металлической сетки. Одна из последних разработок – использование в основании гладкого лепестка металлической

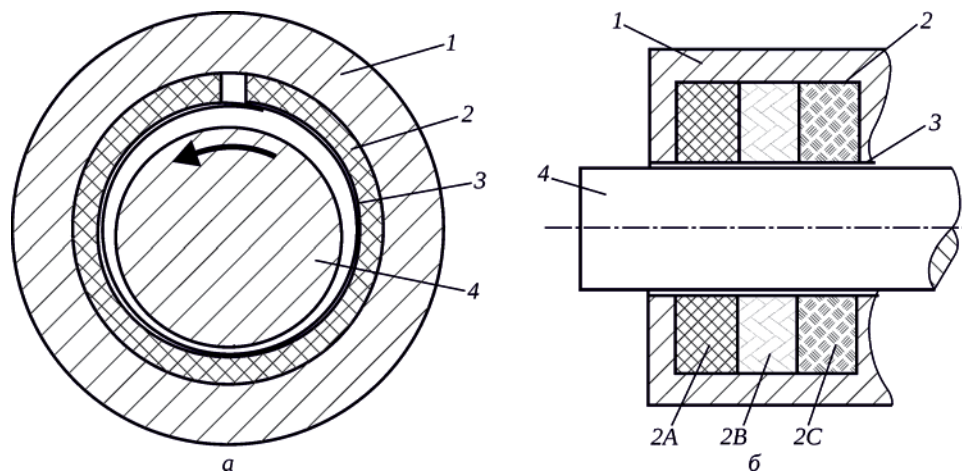


Рис. 18. Схема лепесткового подшипника с металлической сеткой [40]:

a – поперечное сечение; *б* – продольное сечение – три сегмента с разной плотностью сетки; 1 – обойма; 2 – картридж из металлической сетки; 3 – внешний гладкий лепесток; 4 – вал

Таблица. Коэффициент рассеяния

Тип подшипника	Направление действия силы, град	Жесткость, МН/м	Максимальное статическое смещение, мм	Коэффициент рассеяния
Подшипник с металлической сеткой	45	0,27	0,163	0,27
	90	0,29	0,148	0,34
Подшипник с гофрами	45	0,26	0,184	0,12
	90	0,25	0,187	0,13

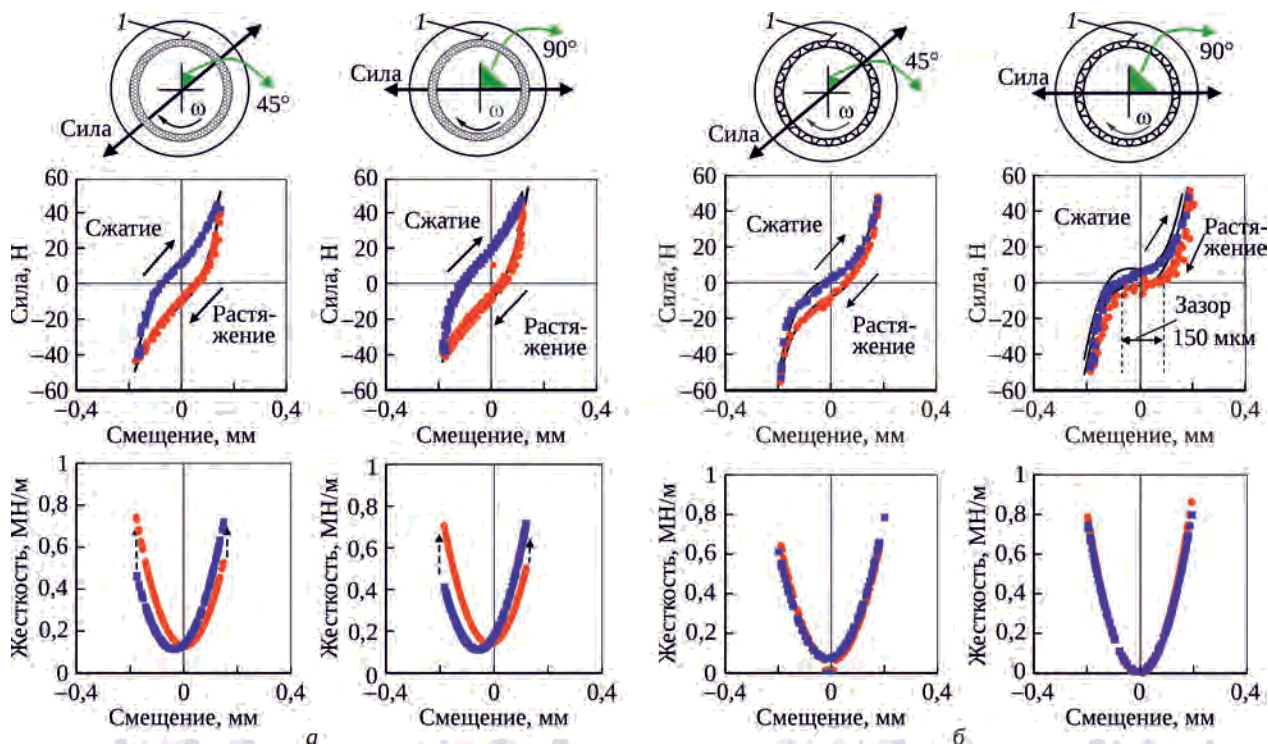


Рис. 19. Сравнение характеристик лепестковых подшипников [38]:

a – подшипник с металлической сеткой; *б* – подшипник с гофрированным элементом (1-е поколение); 1 – закрепление внешнего лепестка

сетки в качестве упругого элемента и демпфера. Лепестковый подшипник с металлической сеткой является недорогим упругодемпферным газовым подшипником, который может применяться при высокой частоте вращения и высокой температуре, так как металлическая сетка малочувствительна к температурным колебаниям. Исследованию лепестковых подшипников с металлической сеткой посвящено большое количество работ [31–39]. Типовая конструкция такого подшипника представлена на рис. 17.

Конструктивное решение для лепесткового подшипника с металлической сеткой представлено в [40]. В обойму подшипника устанавливается картридж из металлической сетки, покрытый сверху гладким лепестком (рис. 18,а). При этом плотность заполнения и диаметр проволоки в картридже могут изменяться

в осевом направлении непрерывно или ступенчато, как показано на рис. 18,б, где выделено три области с различными свойствами проволоки: 2А, 2В, 2С.

По характеристикам конструкционного демпфирования подшипники с металлической сеткой существенно превосходят лепестковые подшипники с гофрированными элементами (рис. 19) [38]. Нагрузки для обеих конструкций прикладывались в двух плоскостях: горизонтальной плоскости и под углом 45° к горизонтали. Характеристики жесткости и петля гистерезиса для подшипника с металлической сеткой в обоих вариантах нагружения практически идентичны и не зависят от приближения к месту закрепления лепестка, что может свидетельствовать об изотропии их жесткости (рис. 19,а). Для подшипника с гофрированным элементом (рис. 19,б) при смещении в горизонтальной плос-

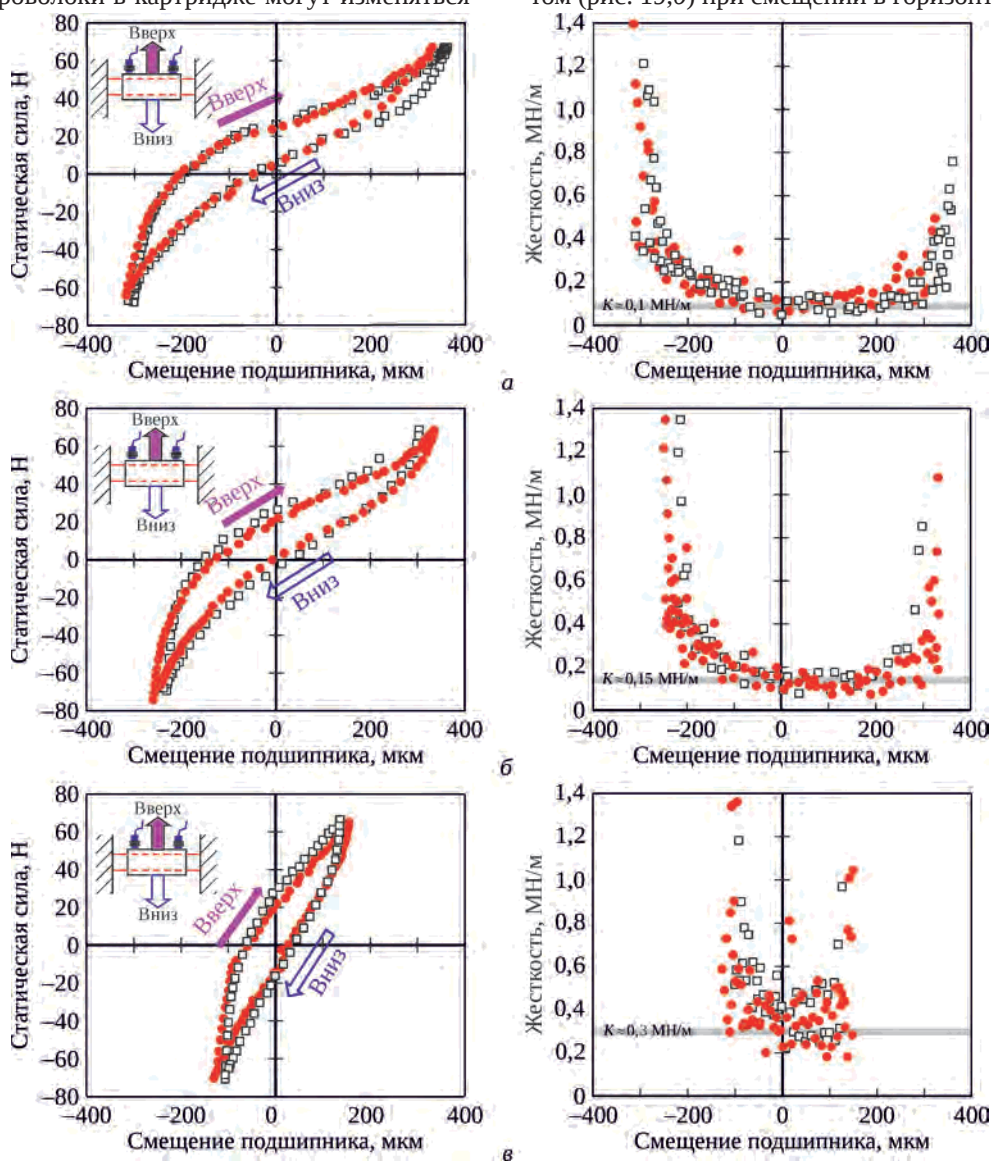


Рис. 20. Сравнение характеристик жесткости лепесткового подшипника с металлической сеткой, $n = 0$ (\square) и 30 000 об/мин (\bullet) [37]:
 а – плотность сетки 13,1%; б – плотность сетки 23,2%; в – плотность сетки 31,6%

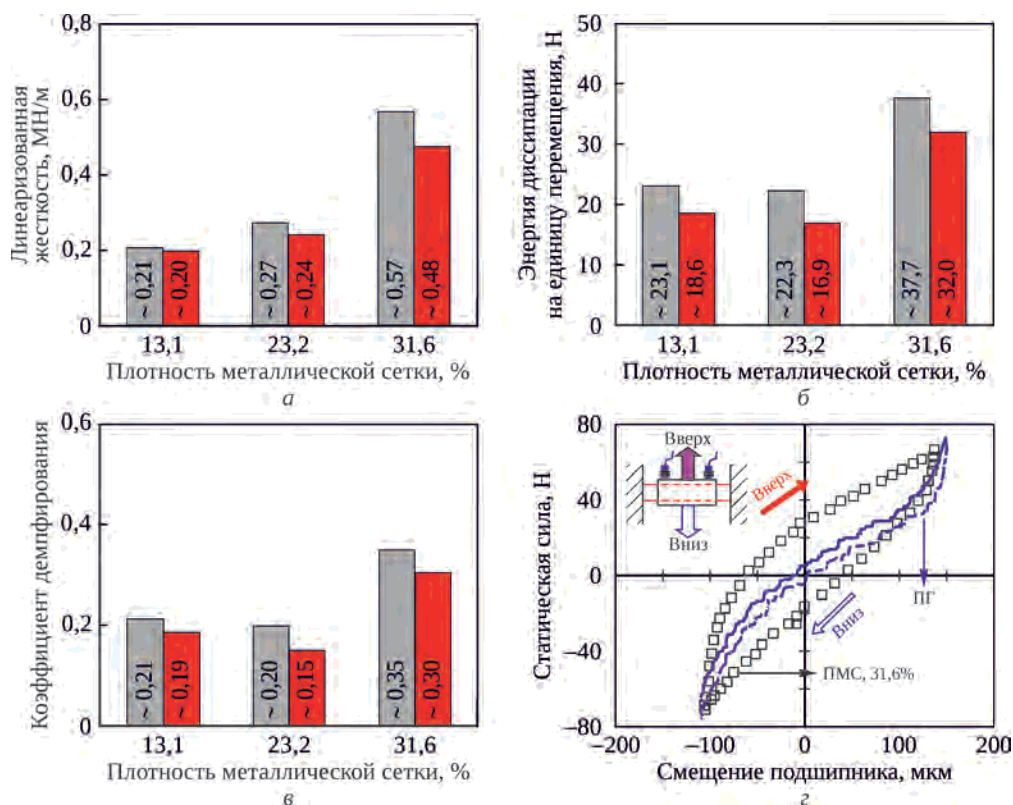


Рис. 21. Динамические характеристики лепесткового подшипника с металлической сеткой, $n = 0$ (□) и 30 000 об/мин (■) [37]:
 а – линеаризованная жесткость; б – энергия диссипации; в – коэффициент демпфирования;
 г – сравнение с характеристикой подшипника с гофрами

кости характеристика жесткости имеет пологий участок, совпадающий с номинальным зазором в подшипнике, а при смещении под углом 45° к горизонтали не демонстрирует связи с радиальным зазором. Коэффициент рассеяния для подшипников обоих типов при разных вариантах нагружения представлен в таблице. Для подшипника с металлической сеткой он в 2–3 раза выше.

В работе [37] представлены результаты испытаний лепесткового подшипника с металлической сеткой разной плотности: 13,1; 23,2 и 31,6%. Результаты эксперимента при статическом нагружении силой ± 70 Н для невращающегося вала и при частоте вращения $30 \cdot 10^3$ об/мин представлены на рис. 20. Отклик на перемещение вверх-вниз является существенно нелинейным. Как и в предыдущей работе, влияния зазора на характеристику жесткости не выявлено. Для всех рассмотренных случаев характерна большая площадь петли гистерезиса по сравнению с лепестковым подшипником. Поведение конструкции при невращающемся вале и при частоте вращения $30 \cdot 10^3$ об/мин одинаково, т.е. влияние жесткости газовой смазки на статические характеристики не существенно.

Линеаризованная жесткость растет с увеличением плотности металлической сетки в подшипнике (рис. 21,а). Энергия диссипации и коэффициент демпфирования

незначительно снижаются при увеличении плотности сетки до 23,2% и существенно возрастают при плотности сетки 31,6% (рис. 21,б,в). Сравнительная характеристика подшипника с металлической сеткой и подшипника с гофрированным элементом, аналогичная представленной на рис. 19, приведена на рис. 21,г.

В работе [31] исследовано влияние наличия слоя металлической сетки на амплитуду колебаний ротора при его прохождении через резонансные частоты, а также на устойчивость квазистационарных орбит. Испытания подтвердили значительное влияние металлической сетки на динамику системы ротор – подшипники. В диапазоне рабочих температур $54 \dots 99^\circ\text{C}$ демпфирующая способность слоя металлической сетки остается практически неизменной [32]. При более высоких температурах зафиксировано уменьшение жесткости газодинамической опоры. В работе [33] рассмотрены подшипники с одинаковым слоем металлической сетки, но из разных материалов: стали и меди. Для обоих слоев с уменьшением температуры возрастает жесткость подшипника. Демпфирование подшипника со стальной металлической сеткой не зависит от изменения температуры. В подшипнике с сеткой из меди наблюдается сильная зависимость демпфирования от температуры. Максимальная демпфирующая

способность для подшипника со слоем сетки из меди достигается при температуре минус 190°C.

Сухое трение и гистерезис материала определяют демпфирующую способность слоя металлической сетки [34]. Ряд экспериментов с динамическим нагружением опоры со слоем из металлической сетки показал, что жесткость и демпфирование опоры нелинейно зависят от амплитуды вибраций вала и его частоты вращения. В работе [35] приведены эмпирически полученные зависимости для вычисления характеристик жесткости и демпфирования рассматриваемого вида опор, которые учитывают геометрию подшипника, плотность набивки материала в металлическом слое. Приведенный модуль упругости материала определен на основе экспериментальных данных. Авторами работы [36], посвященной исследованию зависимости характеристик жесткости и демпфирования подшипника от амплитуды колебаний ротора, частоты возмущения и величины эксцентриситета, сделан вывод, что демпфирование в опоре не зависит от величины эксцентриситета. Успешные испытания лепесткового газового подшипника с металлической сеткой в опорах ротора компрессора весом 57 кг с максимальной частотой вращения 9000 об/мин [39] продемонстрировали возможность применения подшипников с металлической сеткой в качестве опор роторов, в том числе тяжелых и низкооборотных.

Гибридные подшипники. Применение лепестковых газовых подшипников в опорах роторов полноразмерных ГТД и ГТУ [1–3] требует интеграции в конструкцию опоры дополнительных устройств, обеспечивающих подъемную силу при пуске-останове и компенсирующих часть радиальной нагрузки в тихоходных роторах. Требуемых характеристик можно добиться, применяя опоры, где совместное действие газодинамического клина в слое смазки и электромагнитных сил в активном магнитном подшипнике (или газостатического подвеса) обеспечивают более высокую грузоподъемность, минимизируют момент трения при запуске. Наличие системы управления гибридным подвесом обеспечивает возможность управления динамической жесткостью системы для гашения вибраций ротора при проходе через резонансные режимы.

На рис. 4 была представлена конструкция подшипника с четырьмя колодками, опирающимися на упругие поддерживающие элементы в виде S-образных пружин и демпфирующий слой из металлической сетки, состоящий из двух половин [13]. Пружины S-образной формы позволяют колодкам перемещаться в радиальном направлении и совершать поворот вокруг пяты. Другой особенностью рассматриваемого гибридного подшипника является наличие на колодке асимметричной канавки (см. рис. 4), в которой за счет

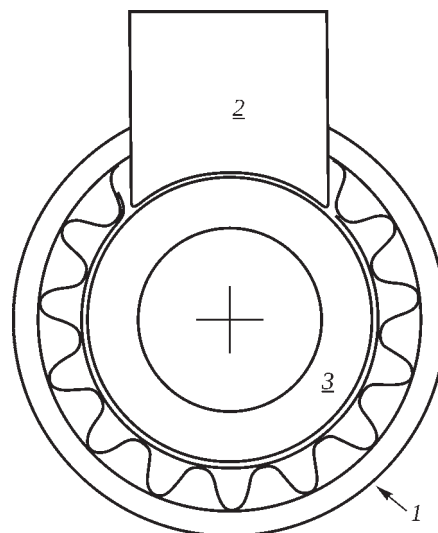


Рис. 22. Схема гибридного магнитогазодинамического подшипника [41]:

1 – газовый лепестковый подшипник; 2 – магнитный подшипник; 3 – вал

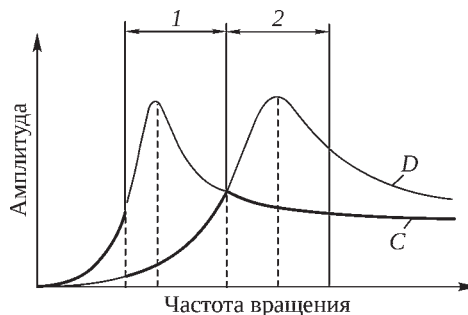


Рис. 23. Результаты испытаний подшипников [42]:

1 – область резонанса по 1-й собственной форме; 2 – область резонанса по 2-й собственной форме

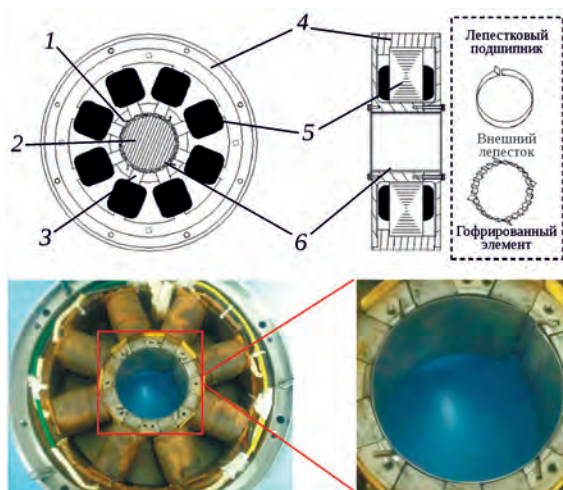


Рис. 24. Активный магнитогазодинамический подшипник [44]:

1 – замок внешнего лепестка; 2 – вал; 3 – полюс магнитного подшипника; 4 – обойма подшипника; 5 – магнитный подшипник; 6 – лепестковый подшипник

подвода смазки может нагнетаться дополнительное давление. Канавка, асимметрично расположенная относительно колодки, позволяет контролировать взаимное расположение колодки и вращающейся цапфы вала. Слой из металлической сетки способствует повышению демпфирующей способности подшипника. В конструкции также реализована возможность управления величиной номинального зазора. При установке в подшипник вала на него действует сила предварительного подпора со стороны колодок, создаваемая за счет предварительного сжатия S-образных пружин. Всплытие вала не произойдет, пока давление в зазоре не станет достаточным для того, чтобы результирующая сила, действующая на каждую колодку, превзошла

силу упругого подпора и обеспечила раздачу колодок (зазор между поверхностями вала и колодок). При упругом подпоре вала со стороны колодок величина зазора для каждой частоты вращения вала будет меньше, чем в случае положительного номинального зазора. Поэтому подъемная сила в подшипнике, где вал устанавливается с натягом, будет больше, чем для конструкции с зазором.

Разработка гибридного магнитогазодинамического подшипника также является одним из направлений увеличения грузоподъемности газодинамических лепестковых опор. Однако габаритные размеры магнитных подшипников существенно снижают область их применения в существующих ГТД и ГТУ.

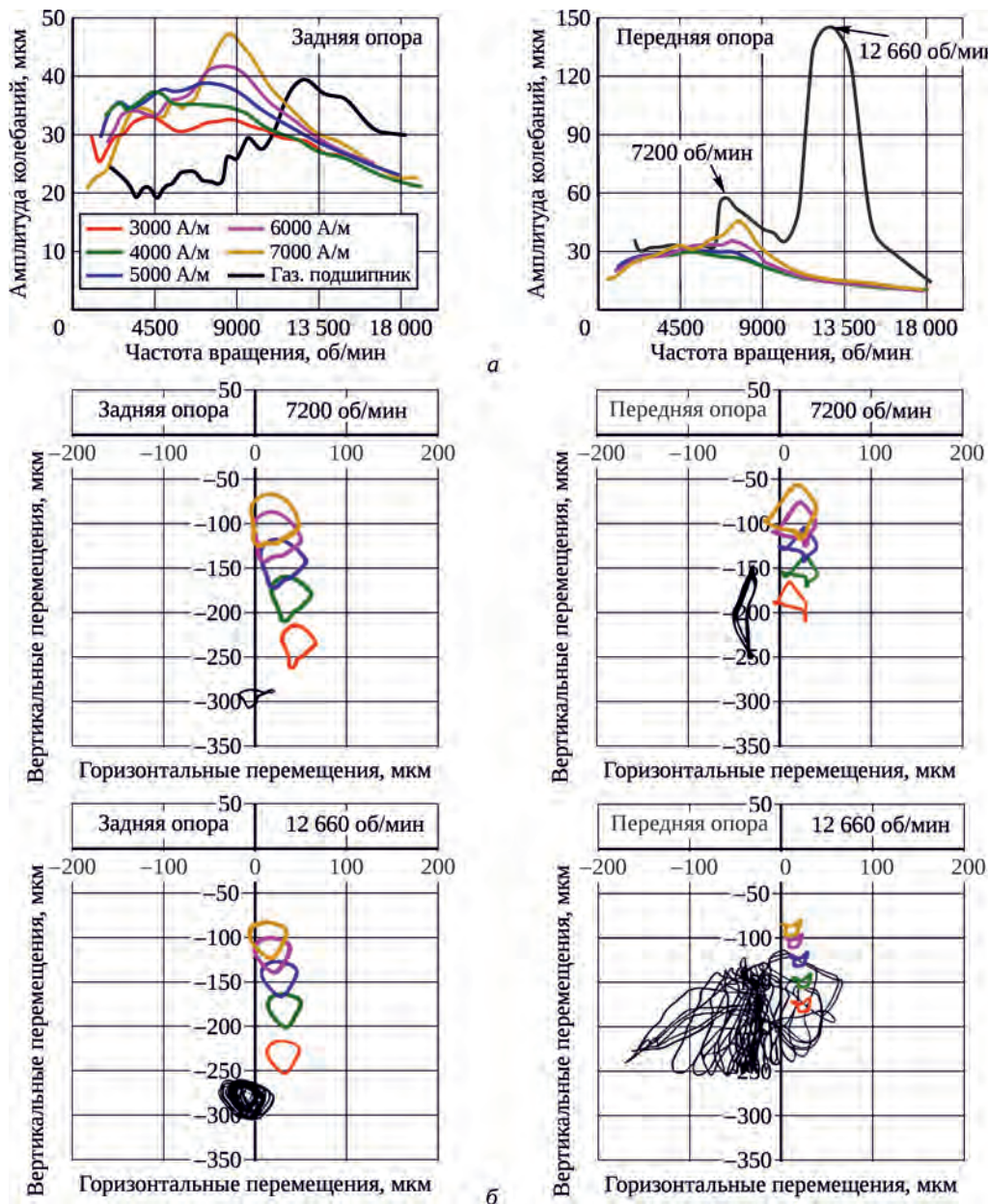


Рис. 25. Динамика ротора турбокомпрессора [45]:
 а – амплитудно-частотная характеристика; б – орбиты подшипника

Следствием этого является достаточно ограниченный спектр патентных разработок [41–43] и аналитических статей [44–46] по данной тематике.

В [41] представлена конструкция гибридного подшипника (рис. 22), включающая в себя газовый лепестковый подшипник и магнитный подшипник. При запуске ротора, когда газовая смазка не может обеспечить необходимую подъемную силу, магнитный подшипник создает вертикальную силу, компенсирующую вес ротора. Отключение магнитного подшипника на рабочих оборотах не повлечет отказа системы, так как основная подъемная сила обеспечивается газовой смазкой.

В [42] приведены сравнительные характеристики динамики ротора, опирающегося на лепестковые газовые подшипники и активные магнитогазодинамические подшипники традиционной и модернизированной конструкции. Магнитный подшипник включался в работу при достижении частоты вращения ротора 90% от критической и отключался при 110%. Так, на рис. 23 представлена амплитудно-частотная диаграмма, где кривая *C* – вибрации ротора в газовом подшипнике; кривая *D* – колебания ротора при включенном активном магнитном подшипнике; цифры 1 и 2 – области резонанса по 1-й и 2-й формам собственных колебаний.

В сравнении с другими патентами в [43] приведена наименее проработанная конструкция активного магнитогазодинамического подшипника. Небольшое

количество конструктивных проработок подшипников данного типа объясняется сложностью компоновки двух систем и необходимостью математического моделирования и экспериментального исследования таких конструкций (рис. 24).

Одним из основных этапов при разработке магнитогазодинамического подшипника является определение его характеристик при стационарной работе. Эти данные являются основой будущей системы управления опорой. Первоначально характеристики подшипника [44] могут быть определены численно.

Экспериментальные результаты исследования динамики ротора турбокомпрессора на магнитогазодинамическом подшипнике в сравнении с газовым подшипником приведены в работе [45]. Включение в работу активного магнитного подшипника позволяет добиться существенного снижения амплитуды вибраций ротора при проходе резонансных частот: 7200 и 12660 об/мин. При любой напряженности магнитного поля амплитуда колебаний ротора не превышает 50 мкм (рис. 25,а). Также при увеличении напряженности магнитного поля орбита ротора приближается к центру подшипника (рис. 25,б), что свидетельствует о способности электромагнитного поля стабилизировать подшипник на заданной орбите. Изменяя напряженность электромагнитного поля, можно варьировать жесткость подшипника для обеспечения требуемой грузоподъемности и колебаний ротора в заданном диапазоне

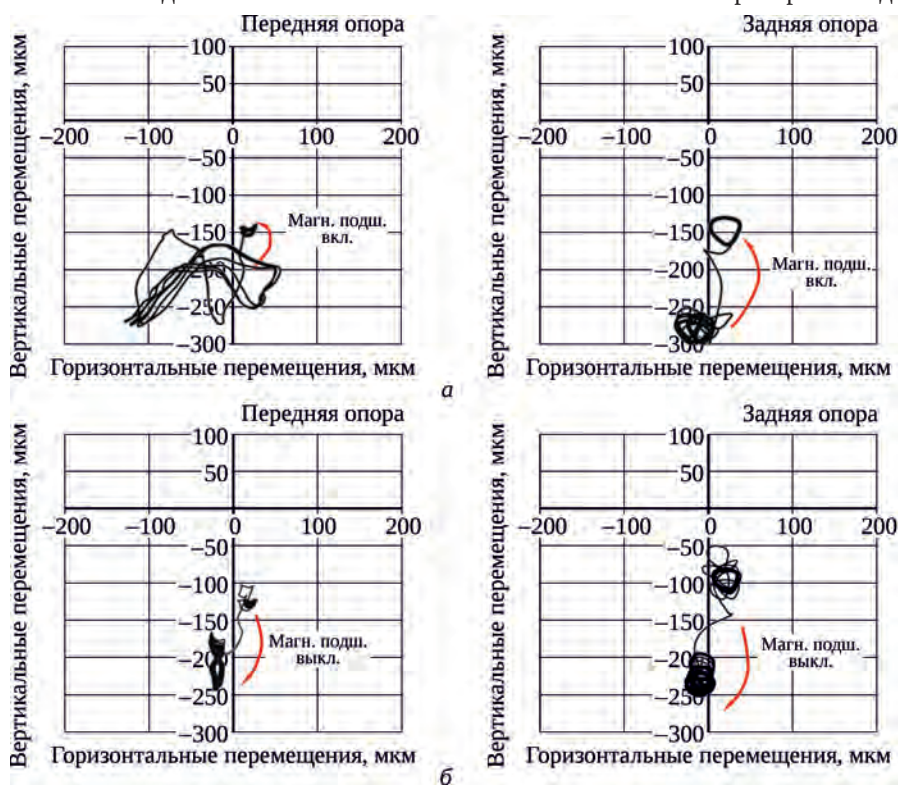


Рис. 26. Орбиты ротора в подшипниках [45]:

а – при включении активного магнитного подшипника; б – при выключении активного магнитного подшипника

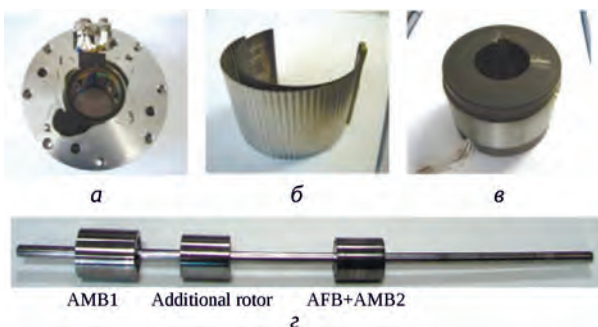


Рис. 27. Ротор и подшипники испытательного стенда [46]: а – магнитный подшипник 1; б – лепестковый подшипник; в – магнитный подшипник 2; г – ротор

амплитуды. Эффект снижения амплитуды колебаний и стабилизации орбиты ротора при включении активного магнитного подшипника на частоте 14 400 об/мин во время первоначального запуска только на газовой смазке продемонстрирован на рис. 26. Там же приведены результаты при отключении магнитного подшипника на частоте вращения 17 520 об/мин.

Подобным образом была исследована конструкция ротора, представленная на рис. 27 [46]. Испытания показали, что гибридный магнитогазодинамический подшипник способен существенно уменьшать амплитуды резонансных колебаний ротора: в спектре ротора отсутствуют как субгармонические колебания, так и колебания кратные дробным составляющим роторной частоты.

Конструктивные решения для улучшения охлаждения опоры

При малой скорости вращения ротора объем газа, протекающего через подшипник, мал, вследствие чего в нем растет температура [47]. При существенном повышении температуры, имеющем место, например, в блоке турбины, снижается модуль упругости

материала лепестков и, как следствие, уменьшается их изгибная жесткость. Для предотвращения перегрева рабочих элементов газодинамического подшипника в конструкции подшипника возможно предусмотреть ряд решений, обеспечивающих его охлаждение. На рис. 28 [20] показан подшипник, в обойме которого прорезаны канавки для установки в них гладкого лепестка и гофрированного элемента, образующих каналы, по которым проходит охлаждающий поток. Канавки могут быть закупорены с одной стороны или прорезаны не на всю осевую длину подшипника, в этом случае при наличии дополнительных прорезей охлаждающий поток может быть перенаправлен в окружном направлении, что обеспечит более эффективное охлаждение рабочих элементов подшипника – по всей поверхности.

Работы ЦИАМ в направлении создания перспективных конструкций лепестковых газовых подшипников

В рамках программы по созданию демонстраторов малоразмерных ГТД и ГТУ с роторами, опертыми в лепестковые газовые подшипники, реализуется расчетно-экспериментальный подход с разработкой и испытанием линейки лепестковых газовых подшипников [4; 7; 8; 14; 48; 49]. В рамках этого подхода разработана комплексная математическая модель, позволяющая проводить исследования характеристик лепестковых газовых подшипников различной конструкции. Математическая модель верифицируется по экспериментальным данным, получаемым на стенде для испытаний изолированных подшипников (рис. 29). Испытания позволяют определить характеристики подшипников различных конструкций (рис. 30). Конструкция стенда унифицирована для возможности испытания линейки типоразмеров подшипников

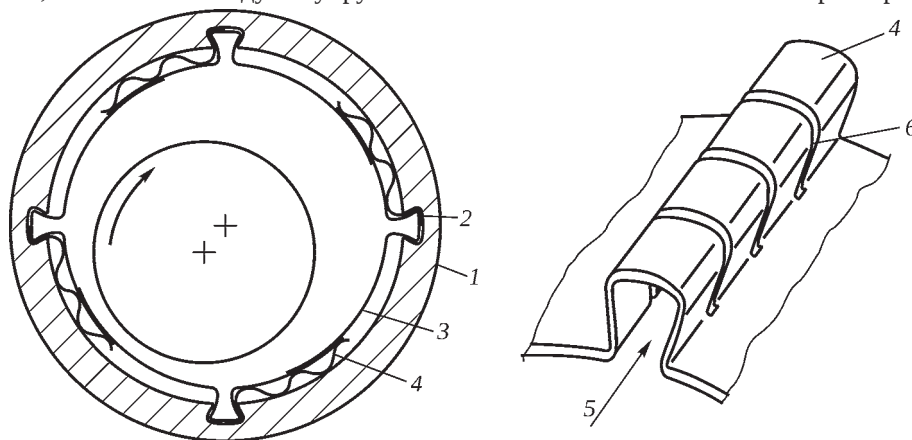


Рис. 28. Схема дополнительного охлаждения подшипника [20]: 1 – обойма; 2 – канавка; 3 – гладкий лепесток; 4 – гофрированный элемент; 5 – охлаждающий поток; 6 – дополнительные прорезы

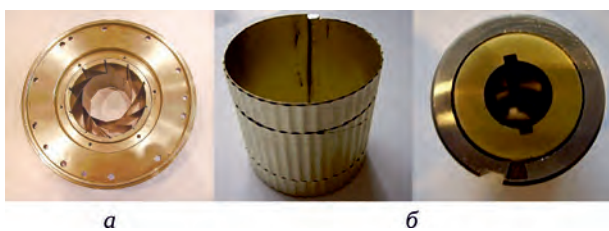


Рис. 29. Элементы радиального подшипника первого (а) и второго (б) поколения

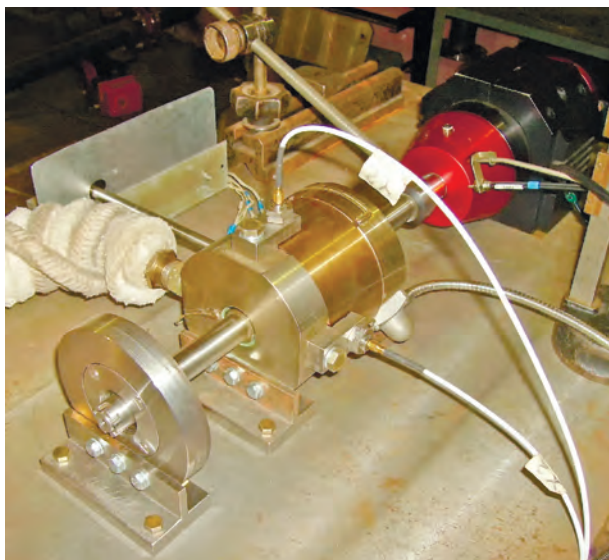


Рис. 30. Стенд для испытаний лепестковых газовых подшипников

различной конструкции. Благодаря интегрированной в стенд системе регистрации перемещений вала реализуется обработка данных эксперимента в рамках комплексной расчетно-экспериментальной методики, что позволяет оптимизировать число испытаний, качественно улучшить точность математических моделей и интерпретацию результатов экспериментальных пусков.

Заключение

На основе анализа патентов и статей, содержащих результаты экспериментальных исследований лепестковых газовых подшипников разного поколения, определены группы конструктивных решений, позволяющих

увеличить грузоподъемность подшипника и ресурс опоры. Управление жесткостью опоры достигается как применением нескольких гладких лепестков, так и использованием гофрированных элементов сложной конструкции. Применение нескольких гладких лепестков позволяет обеспечить «скачок» толщины слоя смазки и, соответственно, повышение давления смазки в зазоре. Различные конструкции гофрированных элементов позволяют уменьшить утечку газа по краям подшипника, управлять анизотропией жесткости в окружном и осевом направлении. Специальная конструкция гофрированного элемента также позволяет создать несколько гидродинамических клиньев в подшипнике, что положительно сказывается на его устойчивости.

Проведен анализ конструктивных решений, позволяющих увеличить конструктивное демпфирование в подшипнике. В большинстве конструкций это достигается за счет рассеяния энергии при трении деформирующихся лепестков – используется несколько гладких лепестков и гофрированных элементов. Наилучшие результаты по демпфирующей способности демонстрируют подшипники с поддерживающими гладкий лепесток картриджами из металлической сетки.

Ограниченная грузоподъемность газовой смазки, в особенности при малой частоте вращения, определяет разработку специальных конструкций лепестков и увеличение размеров опор для повышения их грузоподъемности и демпфирующей способности. Совместное действие газодинамических и электромагнитных сил позволяет добиться существенного повышения грузоподъемности подшипника при запуске и проходе через резонансные режимы.

При разработке опор для «сухого» двигателя необходимо ориентироваться на перспективные газовые подшипники с конструкцией лепестков, обеспечивающей повышенную грузоподъемность и демпфирование, а также развивать технологии гибридных опор, в которых лепестковый подшипник дополнен магнитным или газостатическим подшипником. Представленные в обзоре конструктивные элементы газовых и гибридных опор могут быть использованы как базовые решения для современной опоры «сухого» двигателя.

Литература / References

1. DellaCorte C., Bruckner R.J. Remaining Technical Challenges and Future Plans for Oil-Free Turbomachinery: prepared for the Turbo Expo 2010 sponsored by the ASME, Glasgow, Scotland, United Kingdom, June 14–18, 2010 / NASA. Cleveland: Glenn Research Center, August 2010. NASA/TM–2010-216762. GT2010–22086.
2. DellaCorte C. Oil-Free Shaft Support System Rotordynamics: Past, Present and Future Challenges and Opportunities: prepared for the 8th International Conference on Rotor Dynamics sponsored by the IFToMM, Seoul, Korea, September 12–15, 2010 / NASA. Cleveland: Glenn Research Center, April 2011. NASA/TM–2011-217003.

-
3. Темис М.Ю., Гаврилов В.В. Тенденции применения лепестковых газовых подшипников в опорах ГТУ и ГТД (обзор) // *Авиационные двигатели*. 2020. № 1 (6). С. 71–79.
Temis M.Yu., Gavrilov V.V. Tendentsii primeneniia lepestkovykh gazovykh podshipnikov v oporakh GTU i GTD (obzor) [Trends in Application of Foil Gas Bearings in GTU and GTE Supports (review)]. *Aviation Engines*, 2020. No. 1 (6). P. 71–79.
 4. Темис М.Ю., Гаврилов В.В., Егоров А.М. Методика создания демонстратора малоразмерного газотурбинного двигателя с ротором на газовых опорах на базе существующей конструкции // *Авиационные двигатели*. 2019. № 1 (2). С. 61–74.
Temis M.Yu., Gavrilov V.V., Egorov A.M. Metodika sozdaniia demonstratora malorazmernogo gazoturbinogo dvigatel'ia s rotorom na gazovykh oporakh na baze sushchestvuiushchei konstruktsii [Development Methodology of Compact Gas Turbine Engine Demonstrator with Rotor in Gas Bearing Basing upon Existing Structure]. *Aviation Engines*, 2019. No. 1 (2). P. 61–74.
 5. DellaCorte C., Valco M.J. Load Capacity Estimation of Foil Air Journal Bearings for Oil-Free Turbomachinery Applications // *Tribology Transactions*. 2000. Vol. 43, iss. 4. P. 795–801.
 6. Howard S.A., Bruckner R.J., Radil K.C. Advancements Toward Oil-Free Rotorcraft Propulsion : prepared for 65th Annual Forum and Technology Display (AHS Forum 65) sponsored by the American Helicopter Society, Grapevine, Texas, May 27–29, 2009 / NASA. Cleveland: Glenn Research Center, March 2010. NASA/TM–2010-216094.
 7. Temis J.M., Temis M.J., Mescheryakov A.B. Elastohydrodynamic Contact Theory in Foil Gas Bearing // *Proc. of the 4rd Intern. Symp. on Stability Control of Rotating Machinery (ISCORMA-4)*, Calgary, Canada, 2007. P. 228–238.
 8. Темис Ю.М., Темис М.Ю., Мещеряков А.Б. Модель газодинамического лепесткового подшипника // *Трение и износ*. 2011. Т. 32, № 3. С. 212–220.
Temis Ju.M., Temis M.Iu., Meshcheriakov A.B. Model' gazodinamicheskogo lepestkovogo podshipnika [Gas-Dynamic Foil Bearing Model]. *Friction and Wear*, 2011. Issue 32. No. 3. P. 212–220.
 9. Roger Ku C.P., Heshmat H. Compliant Foil Bearing Structural Stiffness Analysis: Part 1 — Theoretical Model Including Strip and Variable Bump Foil Geometry // *Journal of Tribology*. 1992. Vol. 114, iss. 2. P. 394–400.
 10. Peng Z.-C., Khonsari M.M. Hydrodynamic Analysis of Compliant Foil Air Bearings with Compressible Air Flow // *Journal of Tribology*. 2004. Vol. 126, iss. 3. P. 542–546.
 11. Radil K., Szezotek M. An Experimental Investigation into the Temperature Profile of a Compliant Foil Air Bearing: prepared for the 2004 Annual Meeting and Exhibition sponsored by the Society of Tribologists and Lubrication Engineers, Toronto, Canada, May 17–20, 2004 / NASA; U.S. Army Research Laboratory. Cleveland: Glenn Research Center, May 2004. 15 p. NASA/TM–2004-213100, ARL-TR-3200.
 12. A Comparison of the Steady-State and Dynamic Performance of First- and Second-Generation Foil Bearings / M.J. Conlon, A. Dadouche, W.M. Dmochowski, R. Payette, J.-P. Be'dard. 2010. (ASME Turbo Expo 2010; GT2010-23683).
 13. Ertas B.H. Compliant Hybrid Journal Bearings Using Integral Wire Mesh Dampers // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2009. Vol. 131, iss. 2. Art. 022503.
 14. Investigation of Dynamic Behavior of Auxiliary Power Unit with Rotor in Gas Foil Bearings / J.M. Temis, M.J. Temis, A.M. Egorov, V.V. Gavrilov // *Proc. of ISROMAC-2016, Honolulu, Hawaii, USA, 10–15 Apr., 2016*. P. 281–290.
 15. Journal-Foil Air Bearing: Patent US 8,353,631 B2 / K.S. Kim; assignee Neuros Co. Date of patent Jan. 15, 2013; appl. No. 12/568,701; filed Sept. 29, 2009.
 16. Dynamic Foil Gas Bearing: Patent US 8,475,048 B2 / Y. Kume, N. Mizojiri; assignee Honda Motor Co. Date of patent Jul. 2, 2013; appl. No. 13/076,036; filed Mar. 30, 2011.
 17. Radial Foil Bearing with Sealing Function: Patent Application US 2010/0177997 A1 / Heon Seok Lee; assignee Kturbo Inc. Publication date 15 July, 2010.
 18. Лепестковый газодинамический подшипник: патент RU 2350794 C1 / Ермилов Ю.И. № 2007130761/11; заявл. 13.08.2007; опубл. 27.03.2009, Бюл. № 9.
Lepestkovyi gazodinamicheskii podshipnik [Foil Gasdynamic Bearing]. Ermilov Iu.I. Patent RF, no. 2350794. 2009.
 19. Многолепестковый газодинамический подшипник: патент RU 2350795 C1 / Ермилов Ю.И. № 2007130762/11; заявл. 13.08.2007; опубл. 27.03.2009, Бюл. № 9.
Mnogolepestkoviĭ gazodinamicheskii podshipnik [Multifoil Gasdynamic Bearing]. Ermilov Iu.I. Patent RF, no. 2350795. 2009.
 20. Foil Journal Bearing Applicable to High Speed Machining Center: Patent US 8,801,290 / Heshmat Hooshang; assignee Mohawk Innovative Technology. Date of patent: Aug. 12, 2014; appl. No. 13/441,807; filed Apr. 6, 2012.
-

-
21. Radial Foil Bearing: Patent US 8,944,686 B2 / N. Omori; assignee IHI Corporation. Date of patent Feb. 3, 2015; appl. No. 14/167,284; filed Jan. 29, 2014.
 22. Rotordynamic Performance Measurements and Predictions of a Rotor Supported on Multilayer Gas Foil Journal Bearings for Microturbomachinery / J. Lee, Y.M. Kim, M.S. Park et al. 2016. (ASME Turbo Expo 2016; GT2016-56283).
 23. Radial Foil Bearing: Patent US 8,845,193 / N. Omori; assignee IHI Corporation. Date of patent Sept. 30, 2014; appl. No. 14/167,414; filed Jan. 29, 2014.
 24. Radial Foil Bearing: Patent US 8,944,687 B2 / N. Omori; assignee IHI Corporation. Date of patent Febr. 3, 2015; appl. No. 14/235,817; filed July 25, 2012.
 25. Radial Foil Bearing: Patent US 8,944,688 / N. Omori; assignee IHI Corporation. Date of patent Febr. 3, 2015; appl. No. 14/246,507 ; filed Apr. 7, 2014.
 26. Radial Foil Bearing: Patent US 9,011,008 B2 / N. Omori; assignee IHI Corporation. Date of patent Apr. 21, 2015; appl. No. 14/233,006; filed July 6, 2012. PST No. PCT/JP2012/067384; date Jan. 15, 2014; PST publ. No. WO2013/015098; PST pub. date Jan. 31, 2013.
 27. Radial Foil Bearing: Patent EP 2735751 B1 / N. Omori; assignee IHI Corporation. PST No. PCT/JP2012/067384; date Jan. 15, 2014; PST pub. No. WO2013/015098; PST pub. date Jan. 31, 2013.
 28. Radial Foil Bearing: Patent US 9,366,286 / N. Omori; assignee IHI Corporation. Date of patent June 14, 2016; appl. No. 14/496,322; filed Sept. 25, 2014.
 29. Radial Foil Bearing: Patent US 7,494,282 B2 / Heon Seok Lee; assignee Kturbo Inc. Date of patent Febr. 24, 2009; appl. No. 10/597,957; filed Febr. 14, 2005.
 30. Foil Bearing: Patent US 8,360,645 / N. Omori; assignee IHI Corporation. Date of patent Jan. 29, 2013; appl. No. 12/997,236; filed Jan. 21, 2009.
 31. Vibration Problem in the LE-7 LH2 Turbopump / A. Okayasu, T. Ohta, T. Azuma, T. Fujita, H. Aoki. 1990. (26th Joint Propulsion Conference; AIAA-1990-2250).
 32. Zarzour M.J. Experimental Evaluation of a Metal Mesh Bearing Damper in a High Speed Test Rig: a thesis ... master of science, Texas A&M University. College Station, TX, 1999.
 33. Ertas B.H., Al-Khateeb E.M., Vance J.M. Rotordynamic Bearing Dampers for Cryogenic Rocket Engine Turbopumps // Journal of Propulsion and Power. 2003. Vol. 119, nr 4. P. 674–682.
 34. Al-Khateeb E.M. Design, Modeling and Experimental Investigation of Wire Mesh Vibration Dampers: a thesis ... doctor of philosophy, Texas A&M University. College Station, TX, 2002.
 35. Choudhry V.V., Vance J.M. Design Equations for Wire Mesh Bearing Dampers in Turbomachinery. 2005. (ASME Turbo Expo; GT 2005-68641).
 36. Ertas B.H., Luo H. Nonlinear Dynamic Characterization of Oil-Free Mesh Dampers. 2007. (ASME 2007 International Design Engineering Technical Conference & Computers and Information in Engineering Conference; DETC2007/VIB-34655).
 37. Effects of Mesh Density on Static Load Performance of Metal Mesh Gas Foil Bearings / Yong-Bok Lee, Chang Ho Kim, Tae Ho Kim et al. 2011. (ASME Turbo Expo 2011; GT2011-46589).
 38. San Andrés L., Chirathadam T.A. A Metal Mesh Foil Bearing and a Bump-Type Foil Bearing: Comparison of Performance for Two Similar Size Gas Bearings. 2012. (ASME Turbo Expo 2012; GT2012-68437).
 39. Santiago O. De, Solórzano V. Experiments with Scaled Foil Bearings in a Test Compressor Rotor. 2013. (ASME Turbo Expo 2013; GT2013-94087).
 40. Foil Bearing and Spindle Device Using the Same: Patent US 6,848,828 B2 / H. Nishijima, Y. Fujikawa; assignee NTN Corporation. Date of patent Febr. 1, 2005; appl. No. 10/377,757; filed March 4, 2003.
 41. Turbine Engine Powered System with Hybrid Bearing: Patent US 8,531,071 B2 / S.A. Klusman; assignee Rolls-Royce Corporation. Date of patent Sept. 10, 2013; appl. No. 12/906,326; filed Oct. 18, 2010.
 42. Airfoil-Magnetic Hybrid Bearing and a Control System Thereof: Patent US 8,772,992 B2 / Y.B. Lee, Ch.H. Kim, S.J. Kim, S.H. Lee, H.S. Kim; assignee Korea Inst. of Science and Technology. Date of patent July 8, 2014; appl. No. 12/739,590; filed Nov. 19, 2007.
 43. An Integrated Magnetic/Foil Bearing and Methods for Supporting a Shaft Journal Using the Same: WO2007/011366 A3 / G.K. Foshage, E.C. Lovelace; applicant Satcon Technology Corporation. Publ. date: 25.01.2007; intern. appl. No. PCT/US2005/029282; intern. filing date 16.08.2005.
 44. Tian Y., Sun Y., Yu L. Steady-State Control of Hybrid Foil-Magnetic Bearings. (ASME Turbo Expo 2012; GT2012-68394).
-

-
45. Rigid Mode Vibration Control and Dynamic Behavior of Hybrid Foil-Magnetic Bearing (HFMB) Turbo Blower / Sena Jeong, Jungwan Kim, Doyoung Jeon, Yong Bok Lee. (ASME Turbo Expo 2016; GT2016-57712).
 46. Vibration Control of a Flexible Shaft Supported by a Hybrid Foil-Magnetic Bearing / Se-Na Jeong, H.-J. Ahn, S.-J. Kim, Y.B. Lee. 2010. (The 8th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics TuD1-1, KIST, Seoul, Korea, September 2010).
 47. Bruckner R.J., Puleo B.J. Compliant Foil Journal Bearing Performance at Alternate Pressures and Temperatures. 2008. (ASME Turbo Expo 2008; GT2008-50174).
 48. Numerical and Experimental Investigation of Rotor-simulator in Foil Gasdynamic Bearings for Compact Gas Turbine / J.M. Temis, M.J. Temis, A.M. Egorov, V.V. Gavrilov // Proceedings of the 9th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics / P. Penacci (ed.). Springer, 2015. (Mechanisms and Mashine Science; vol. 21). P. 1247–1258.
 49. Dynamics of Compact Gas Turbine Rotor Supported By Gas Bearings / J.M. Temis, M.J. Temis, A.M. Egorov, A.B. Meshcheryakov // 8th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics 2010, Seoul, Korea, 12–15 September 2010. Curran Associates, 2012. Vol. 2. P. 678–684.

Материалы получены редакцией 20.12.2019