

Тенденции применения лепестковых газовых подшипников в опорах ГТУ и ГТД (обзор)

Темис М.Ю.^{1,2}, Гаврилов В.В.¹

¹ Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, г. Москва

² Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, г. Москва

e-mail: mikhail.temis@gmail.com

Представлен обзор преимуществ и недостатков, а также возможностей применения лепестковых газовых подшипников в опорах роторов ГТД и ГТУ. Представлена история развития конструкций газовых подшипников, в том числе варианты гибридизации газового подвеса за счет применения наддува и/или электромагнитных сил для снижения износа при пуске-останове и увеличения грузоподъемности на рабочих режимах. Рассмотрены возможности масштабирования лепестковых газовых подшипников для роторов различной размерности. Представлен обзор работ ЦИАМ, посвященных расчетно-экспериментальному анализу использования лепестковых газовых подшипников в опорах существующих и проектируемых ГТД и ГТУ.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, лепестковый газовый подшипник, «сухой» двигатель, газостатический подшипник, газодинамический подшипник.

Trends in application of foil gas bearings in GTU and GTE supports (review)

Temis M.Yu.^{1,2}, Gavrilov V.V.¹

¹ CIAM, Moscow

² BMSTU, Moscow

The paper presents an overview advantages and disadvantages, and also of possibilities of gas foil bearings application in gas turbine engine and gas turbine unit rotor supports. The history of gas bearing designs evolution is presented including options for hybridization of the gas bearings using supercharging and/or electromagnetic forces to reduce wear during start-shutdown and increase load capacity in operating regimes. The possibilities of gas foil bearings scaling for rotors of various dimensions are examined. CIAM's studies on application of gas foil bearings in supports of existing and developed gas turbine engine and gas turbine unit are presented.

Keywords: gas turbine engine, gas foil bearing, “dry” engine, aerostatic bearing, gasodynamic bearing.

Введение

Применительно к современным ГТД и ГТУ в рамках программ повышения экологичности, экономичности, надежности и оптимизации массогабаритных характеристик рассматриваются различные подходы, в том числе связанные с заменой подшипников со смазкой маслом на газовые подшипники. Применение газовых подшипников имеет ряд преимуществ, связанных с принципом работы данного типа опор. Для ротора в газовых подшипниках практически отсутствует ограничение по частоте вращения и температуре газовой опоры. Помимо этого, исключение системы подачи масла

в подшипники позволяет повысить экологические характеристики и оптимизировать массогабаритные характеристики двигателя. В то же время некоторые особенности газовой смазки ограничивают ее применение или требуют дополнительных мероприятий при разработке газовой опоры. К таким особенностям относятся низкие грузоподъемность и характеристики демпфирования газовой смазки. Увеличение грузоподъемности, управление жесткостью и характеристиками демпфирования в современных конструкциях газовых подшипников достигаются применением упругих лепестков различной конструкции. Технология изготовления лепестковых газовых подшипников (ЛГП)

предъявляет жесткие требования к допускам на размеры упругих элементов и сопряжению деталей в опоре.

Требования к конструктивному исполнению и точности изготовления таких подшипников долго были ограничены технологиями производства своего времени. Сегодняшний уровень развития технологий позволяет решить большинство задач при разработке и изготовлении ЛГП необходимой грузоподъемности и с требуемой характеристикой демпфирования. Это открывает существенные перспективы применения газовых подшипников в опорах роторов различного назначения, включая опоры быстровращающихся роторов ГТД и ГТУ. Целью настоящего обзора является демонстрация возможностей газовой смазки применительно к конструкциям ГТД и ГТУ.

Эволюция применения газовых подшипников в опорах роторов

Первое применение подшипников без смазки в опорах роторов (газовых опор) турбомашин датируется серединой XX века. Подробный обзор проблем применения подшипников без смазки в качестве опор роторов представлен в работах сотрудников NASA [1 – 3]. Газовый смазочный слой в газодинамическом подшипнике с деформируемыми рабочими поверхностями формируется между вращающимся валом и податливым тонким лепестком, который деформируется под действием давления, возникающего в газовом слое. За счет податливости рабочей поверхности (лепестка) подшипника удается получить более равномерное распределение толщины газового слоя, повысить грузоподъемность и значительно снизить (по сравнению с подшипником с жесткими рабочими поверхностями) влияние погрешностей монтажа и регулировки на рабочие характеристики опоры, а также существенно улучшить характеристики демпфирования опор. Для понимания принципов работы газа как рабочего тела, обеспечивающего жесткость опоры, необходимо обратиться к истории разработки газовых лепестковых опор.

История возникновения технологии лепестковых газовых подшипников представлена в статье [2]. Так, впервые эффект гидродинамического клина в газовой смазке был отмечен в звукозаписывающей индустрии при попытке увеличения скорости перемещения магнитной ленты. Сотрудником ИВМ Баумейстером [4] был выявлен отрыв магнитной ленты от считывающих головок при высокой скорости. Он же дал этому эффекту название «проблема лепесткового подшипника» по аналогии с разрабатываемыми в Европе в середине XX века масляными опорами с металлическими лепестками. Его коллега В.А. Гросс [4] использовал этот эффект применительно к конструкции газового подшипника

для высокоскоростных шпинделей. В дальнейшем эти исследования получили продолжение в работах Л. Лихта [5], выполняемых для NASA. Одна из первых конструкций ЛГП представлена на рис. 1 [5]. Подобные подшипники были использованы вместо газовых опор с жесткими поверхностями в ГТУ мощностью 15 кВт, представленной на рис. 2 [2].

Первые газодинамические подшипники представляли собой обойму с профилированной внутренней поверхностью (рис. 3). Газовый смазочный слой в таком подшипнике формировался между вращающимся валом и внутренней поверхностью обоймы. За счет профилирования поверхности обоймы в подшипнике с жесткими рабочими поверхностями возможно повысить грузоподъемность. Однако такая конструкция подшипника крайне чувствительна к перекосам и деформациям ротора и требовала высокоточного монтажа. Как отмечено в [2], газовые подшипники с жесткими поверхностями, примененные в представленной на рис. 2 установке, продемонстрировали неудовлетворительные рабочие характеристики при наличии погрешностей изготовления, центробежных и температурных изменений геометрии и перемещений деталей, а также

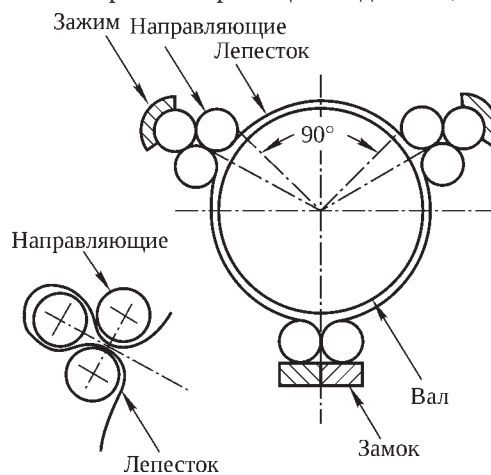


Рис. 1. Одна из первых конструкций ЛГП [5]

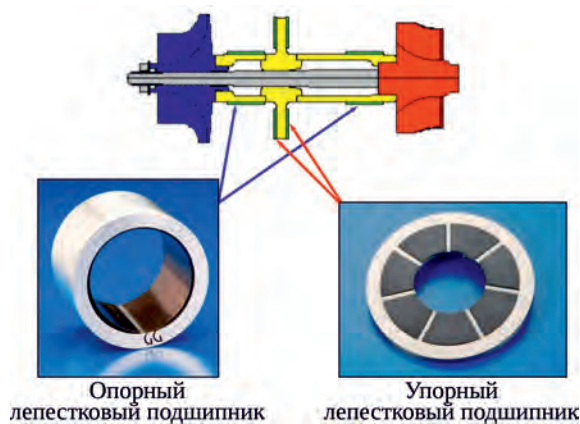


Рис. 2. ГТУ мощностью 15 кВт с ротором на газовых опорах [2]

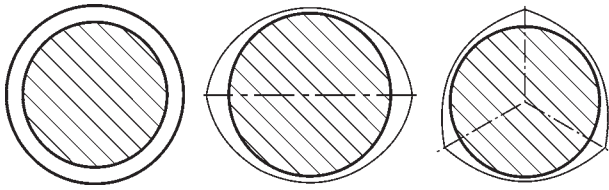


Рис. 3. Подшипники с жесткими рабочими поверхностями при попадании инородных частиц в зазор для смазки. При этом демпфирование в опоре для предотвращения избыточных вибраций ротора также было недостаточным. Применение ЛГП взамен газовых опор с жесткими поверхностями нивелировало все перечисленные проблемы или позволило их регулировать в широком диапазоне [2]. Это было первым успешным примером применения ЛГП в опорах роторов ГТУ и ГТД.

Данный успешный опыт подтолкнул NASA к разработке технологии ЛГП, включая конструирование, математическое моделирование, производство и испытания ЛГП различной конструкции и дальнейшее их применение в промышленном масштабе в турбодетандерах, турбохолодильниках и ВСУ [2]. В работе [2] представлено описание дальнейшего развития технологий ЛГП и их применения в промышленности. Компания Garret AiResearch применила лепестковые подшипники в ГТУ для системы подачи воздуха коммерческого самолета в конце 1960-х годов. В течение последующих лет наблюдался существенный рост спроса на данную технологию в США, что подтолкнуло ее развитие. Так, в середине 1970-х годов фирма Mechanical Technology Inc. разработала конструкцию лепесткового подшипника с гофрированным элементом [2], которая является одной из основных в первом поколении лепестковых подшипников (рис. 4). Рабочим элементом радиальных (опорных) и осевых (упорных) газодинамических подшипников такой конструкции является тонкий гладкий лепесток (или несколько лепестков), укладываемый на гофрированный поддерживающий элемент, который, в свою очередь, опирается на обойму. При вращении вала между его внешней поверхностью и гладким лепестком образуется

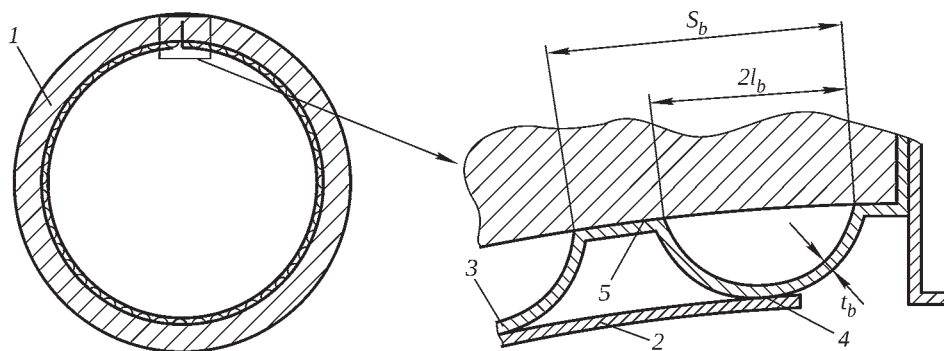


Рис. 4. Конструкция радиального газодинамического подшипника первого поколения:
1 – обойма; 2 – гладкий лепесток; 3 – гофрированный элемент; 4 – зоны контакта 1; 5 – зоны контакта 2

переменный радиальный зазор, где создается давление, действующее на вал и поддерживающее его в равновесном положении. Под его действием гладкий лепесток и гофрированный элемент упруго деформируются.

Вершины гофрированного элемента соприкасаются с гладким лепестком (позиция 4), в то же время соединительные перемычки, связывающие основания двух соседних гофров, контактируют с обоймой подшипника (позиция 5). При действии давления на гладкий лепесток в зонах контакта конструктивных элементов подшипника имеет место фрикционное взаимодействие, благодаря которому часть энергии, затрачиваемой на деформацию этих элементов, рассеивается. Таким образом, наличие в конструкции подшипника гофрированного элемента и его конфигурация (соотношение геометрических параметров гофров) определяют характеристики жесткости и демпфирования опоры. Mechanical Technology Inc. впервые применила эту конструкцию подшипника в опорах ротора турбохолодильника самолета McDonnell Douglas DC-10 [2].

В дальнейшем технология газовых лепестковых подшипников получила существенное развитие в компании Capstone Turbine Corp., которая была преобразована из компании NoMAC Industries [2]. NoMAC Industries была организована группой инженеров Honeywell (Garret AiResearch), работавших над технологиями ЛГП. Capstone Turbine Corp. является ведущим производителем «сухих» малоразмерных ГТУ, выпуская установки мощностью 30...200 кВт, объем продаж которых составляет более 5000 установок.

Применение газовых подшипников в зоне высоких температур

В 1970-е годы в NASA была сделана попытка применения ЛГП в автомобильных газовых турбинах [2], не нашедшая серийного воплощения, но позволившая существенно продвинуться в технологиях применения высокотемпературных материалов и покрытий лепестков и деталей ротора.

Основное влияние на газодинамику газового подшипника оказывают вязкость и плотность рабочего газа (чаще всего воздуха). Поскольку свойства газа остаются весьма стабильными в широком диапазоне температуры, одним из преимуществ газовых опор является возможность их эксплуатации как при низкой, так и при высокой температуре. Необходимо отметить, что традиционно выбор в пользу ЛГП при конструировании двигателя зачастую являлся вынужденной мерой из-за необходимости нивелирования ограничений традиционных гидродинамических подшипников и подшипников качения по частоте вращения, температуре работы, линейной скорости на поверхности скольжения. Стабильность свойств газов при низких температурах позволяет применять лепестковые газовые опоры в низкотемпературных турбокомпрессорах.

До 1990-х годов применение ЛГП ограничивалось опорами роторов ГТУ с небольшими радиальными нагрузками и невысокой температурой рабочей зоны [2]. Это позволяло использовать мягкие антифрикционные покрытия на базе полимерных материалов на поверхностях лепестков и вала для снижения сухого трения при запуске, останове и перегрузках. Первым применением лепестковых подшипников в условиях высокой температуры и больших нагрузок стали газовые опоры турбогенераторов. Пионером в этой области выступила компания Mechanical Technology Inc. (в последующем преобразованная в Mohawk Innovative Technology), работавшая над созданием турбокомпрессора с высокоресурсными лепестковыми опорами, рассчитанными на температуру до 650°C и частоту вращения до 120 000 об/мин. Данный турбокомпрессор (рис. 5), представленный в 1999 г. [6], был анонсирован на ряде конференциях и симпозиумах и дал старт программам разработки «сухих» турбокомпрессоров по всему миру. Первый производственный патент на такой турбокомпрессор [7] датирован 2006 г. Дальнейшие разработки турбокомпрессоров в Южной Корее показали, что технология «сухого» двигателя позволяет добиться снижения потерь на трение по сравнению

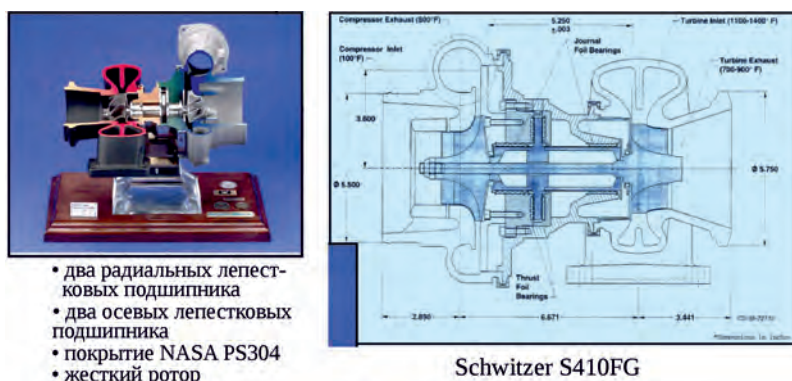
с традиционными двигателями и обеспечить до 10% суммарного увеличения эффективности [8]. Еще одним распространенным коммерческим применением технологии «сухого» двигателя являются компрессоры мощностью 50...500 л.с. для подачи воздуха.

Гибридные подшипники для увеличения грузоподъемности и решения проблемы пуска-останова

Основным недостатком газодинамических опор является весьма малая (по сравнению с подшипниками качения и гидродинамическими подшипниками) грузоподъемность. В то же время использование газодинамических опор не ограничивает частоту вращения ротора, в отличие от подшипников качения, и является перспективным решением для опор высокооборотных роторов. Это служит стимулом для развития технологий гибридных опор с режимами газостатической и газодинамической смазки, а также магнитно-газодинамических опор.

При увеличении веса роторов и, соответственно, размеров газовых подшипников ряд параметров лепестковых подшипников требует дополнительного анализа с целью последующей разработки их конструктивных элементов. К таким параметрам относятся высокий момент трения при запуске, малое демпфирование и ограниченная грузоподъемность при низкой частоте вращения. Очевидно, что снизить трение при запуске можно используя антифрикционные покрытия, в том числе применяемые при высоких температурах. Повышения грузоподъемности газовых подшипников в опорах тяжелых низкооборотных роторов можно достичь применением газостатического или электромагнитного подвеса в дополнение к газодинамическому клину.

Одна из первых концептуальных разработок магнитно-газодинамического подшипника представлена в работе [9] (рис. 6). Совмещение электромагнитной технологии с ЛГП обеспечивает ряд преимуществ перед газодинамическим подшипником. Подобный гибридный подшипник может быть разгружен от веса ротора



- два радиальных лепестковых подшипника
- два осевых лепестковых подшипника
- покрытие NASA PS304
- жесткий ротор

Schitzer S410FG

Рис. 5. «Сухой» турбокомпрессор NASA [2]

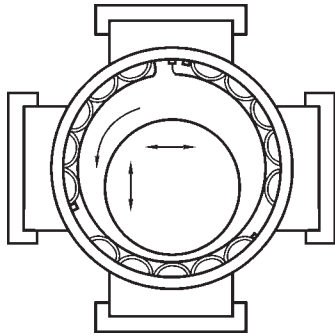


Рис. 6. Конструкция магнитно-газодинамического подшипника [2]

при запуске за счет создания требуемой электромагнитной силы. Гибридные подшипники могут обеспечить требуемое демпфирование на тех режимах работы ротора, где это необходимо. Использование магнитного подшипника в паре с газовым позволит уменьшить размеры первого до приемлемого уровня. Применение только магнитных подшипников в стационарных ГТУ демонстрирует, что гибридные магнитно-газодинамические опоры имеют существенный потенциал для применения [2].

Если объединение газодинамического клина и газостатического подвеса в подшипниках с жесткими поверхностями является традиционным решением, то применение газостатического подвеса в лепестковых подшипниках совместит преимущества лепесткового подшипника с высокой грузоподъемностью газостатической опоры. Данная технология в настоящее время позволяет масштабировать конструкцию подшипников для обеспечения требуемой для тяжелых роторов грузоподъемности и не привносит существенной сложности в процесс изготовления.

Масштабирование конструкций роторов на газовых подшипниках

Величина рабочего зазора для газового подшипника весьма мала – в большинстве случаев меньше 10 мкм. В ряде работ [2; 3; 10] предложены методики масшта-

бирования существующих конструкций ЛПП для мало-размерных роторов применительно к конструкциям роторов традиционных двигателей. При этом используются законы масштабирования отдельно для зазора в подшипнике и жесткости гофрированного лепестка [10]. Принятые соотношения элементов [10] для трехлепесткового подшипника (рис. 7):

Диаметр радиального подшипника	D
Внутренний диаметр вала	$0,66D$
Диаметр цапфы осевого подшипника	
внутренний	$0,66D$
внешний	$2,2D$
Толщина цапфы осевого подшипника	$0,22D$
Внешний диаметр компрессора	$2,75D$
Длина вала	$3,5D$

Размеры приведенного турбокомпрессора, полученные с помощью методик масштабирования, представлены в табл. 1, рабочая частота вращения роторов – в табл. 2. Подробно выбор конструкции подшипника для масштабирования и методика получения данных описаны в [10]. Графическое представление результатов масштабирования размеров и массы ротора в зависимости от параметров газовых опор (рис. 8) демонстрирует теоретическую возможность применения ЛПП в опорах роторов с частотой вращения ниже 10 000 об/мин.

Характеристики масштабируемого подшипника представлены на рис. 9. Предварительное определение жесткости гофрированного лепестка и зазора в радиальном подшипнике может быть выполнено без детальной проработки конструкции подшипника и точных расчетов. При этом продемонстрирована возможность применения ЛПП в опорах традиционных ГТД [10].

Данные современных исследований показывают, что применение технологических решений, дающих возможность отказаться от систем подвода/отвода смазки, позволяет снизить общую массу двигателя и показатели сложности процесса сборки [1 – 3; 11]. Система смазки существенно влияет на общие массовые характеристики двигателя (рис. 10).

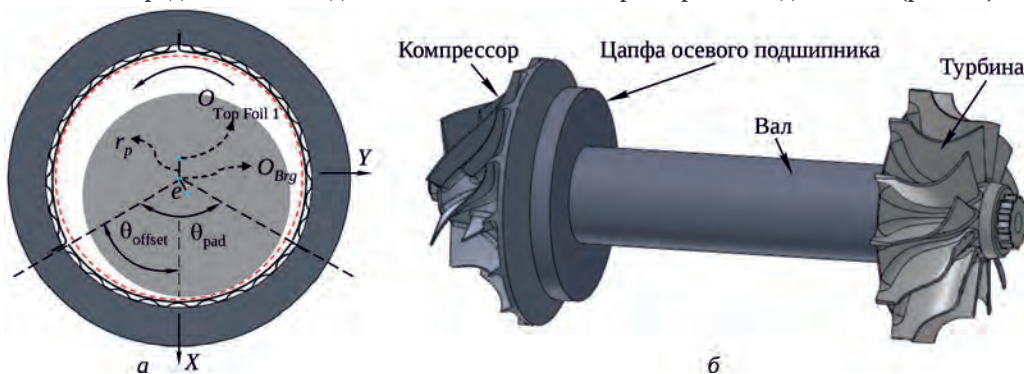


Рис. 7. Масштабируемая конструкция двигателя [9]:
а – подшипник; б – ротор компрессора

Таблица 1. Размеры и массовые характеристики масштабируемой конструкции турбокомпрессора [10]

Внешний диаметр радиального подшипника D , мм	Внешний диаметр цапфы осевого подшипника, мм	Внешний диаметр компрессора, мм	Длина вала, мм	Общая масса ротора, кг	Масса ротора без подшипников, кг	Среднее давление в подшипнике, атм	Зазор, мкм	Жесткость гофра, МН/м
20	44,0	55,0	70,0	0,42	0,21	0,050	54	1,79
50	110,0	137,5	175,0	6,30	3,15	0,122	85	7,07
75	165,0	206,3	262,5	21,22	10,61	0,183	104	12,99
100	220,0	275,0	350,0	50,28	25,14	0,243	120	20,00
150	330,0	412,5	525,0	169,68	84,84	0,365	147	36,74
200	440,0	550,0	700,0	402,22	201,11	0,487	170	56,57
250	550,0	684,5	875,0	785,60	392,80	0,608	190	79,06
300	660,0	825,0	1050,0	1357,52	678,76	0,730	208	103,92

Таблица 2. Частота вращения для масштабируемой конструкции турбокомпрессора [10]

Внешний диаметр радиального подшипника D , мм	N_{\min} , об/мин	Промежуточные значения N , об/мин				N_{\max} , об/мин
20	35 000	63 000	91 000	119 000	147 000	175 000
50	14 000	25 200	36 400	47 600	58 800	70 000
75	9333	16 800	24 267	31 733	39 200	46 667
100	7000	12 600	18 200	23 800	29 400	35 000
150	4667	8400	12 133	15 867	19 600	23 333
200	3500	6300	9100	11 900	14 700	17 500
250	2800	5040	7280	9520	11 760	14 000
300	2333	4200	6067	7934	9800	11 667

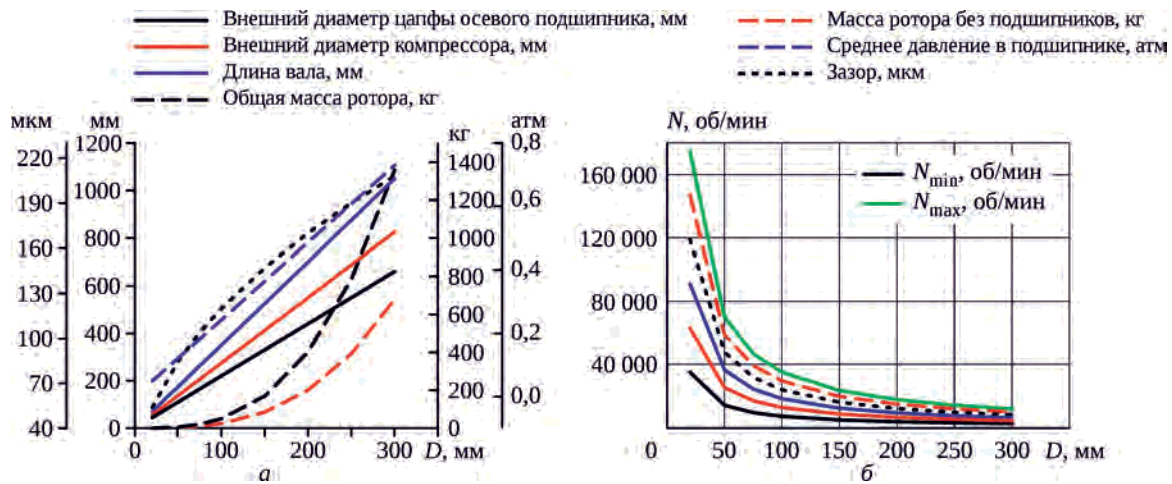


Рис. 8. Результаты масштабирования конструкции двигателя [10]:

a – основные размеры и параметры ротора; b – границы рабочего диапазона частоты вращения ротора

Для малоразмерных двигателей вклад маслосистемы и масла в общий вес двигателя существенно больше, чем для полноразмерных ГТД и ГТУ. Тем не менее потенциальное применение газовых опор в полноразмерных двигателях, несмотря на значительно меньшую экономию по массе, позволяет достичь существенной топливной экономичности при изменении конструкции ГТД с учетом применения газовых опор и максимального использования их свойств [11]. Снижение расхода топлива для двигателя весом 2300 кг и тягой около 12 тс составляет [11]:

Вес, %	
масла	0,11
маслосистемы	0,20
привода	0,06
коробки приводов	0,38
Модификация, %	
силовой схемы	0,47
мотогондолы	0,04
Оптимизация зазоров, %	
в КВД	0,43
в ТВД	0,56
в ТНД	0,81
Общая экономия топлива, %	3,05

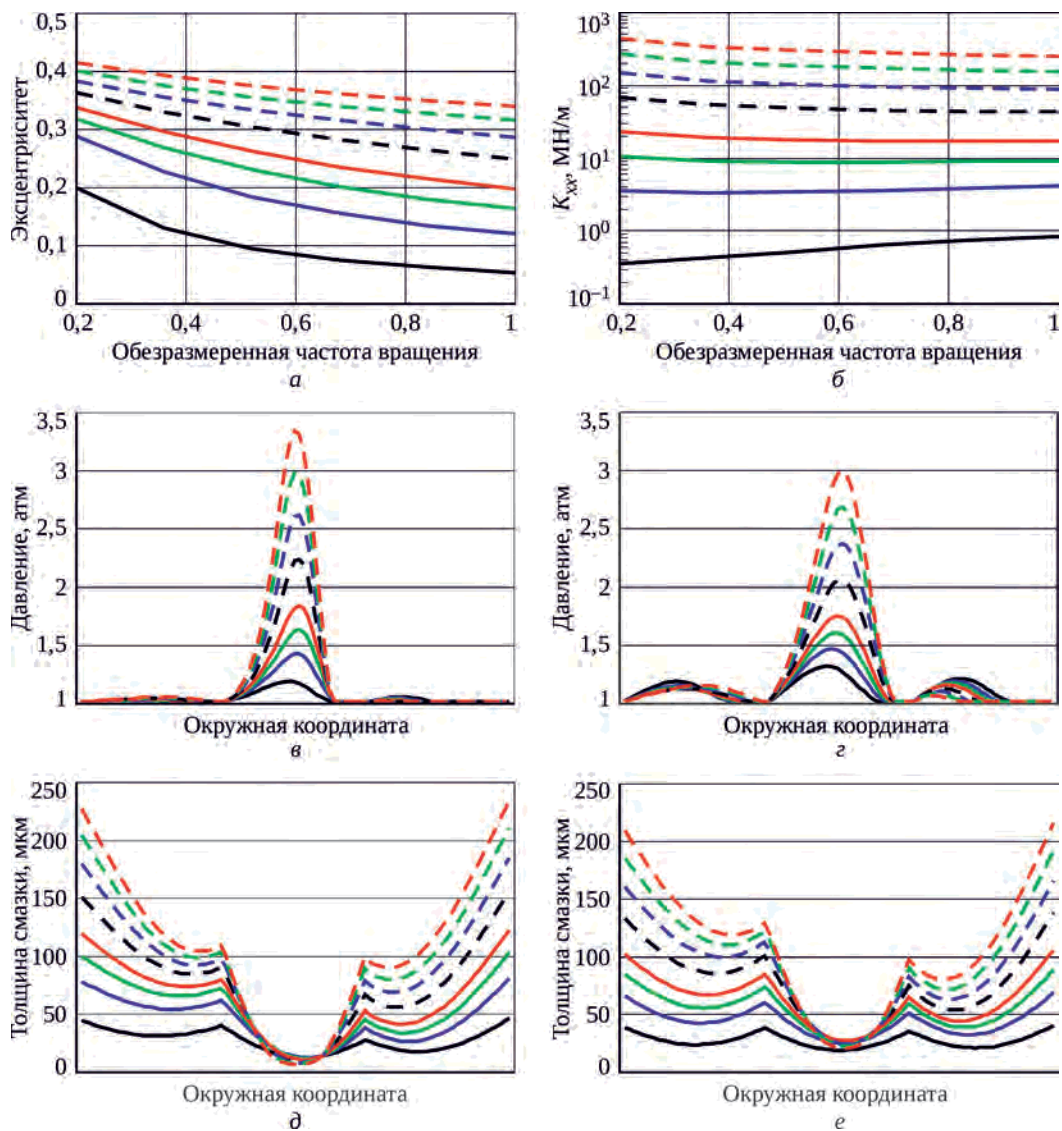


Рис. 9. Результаты масштабирования лепесткового подшипника [10]:

a – эксцентриситет относительно обезрамеренной частоты вращения; b – прямая жесткость; c – давление для N_{\min} ; d – давление для N_{\max} ; e – толщина смазки для N_{\min} ; f – толщина смазки для N_{\max} :

— 20 мм; — 50 мм; — 75 мм; — 100 мм;
 - - - 150 мм; - - - 200 мм; - - - 250 мм; - - - 300 мм

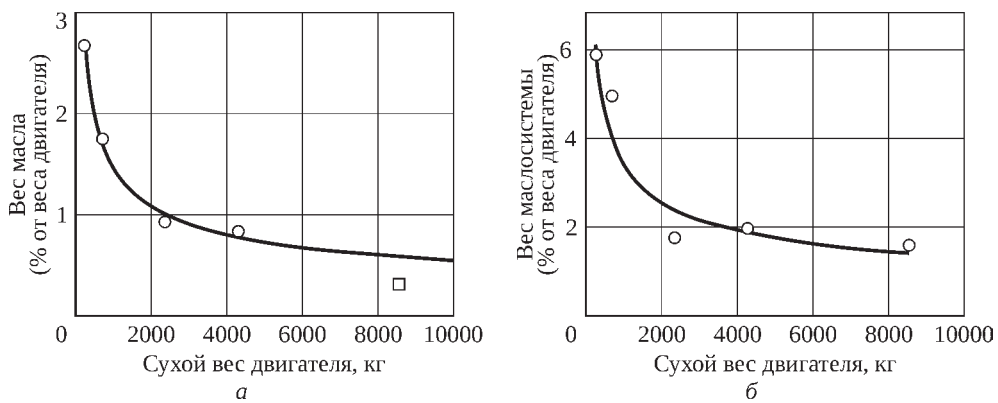


Рис. 10. Вес масла (а) и маслосистемы (б) в процентах от веса двигателя [11]

Работы ЦИАМ по применению газового подвеса в опорах ГТУ и ГТД

Принимая во внимание перспективы применения газовой смазки в опорах роторов перспективных конструкций ГТУ и ГТД в ЦИАМ реализуется программа создания демонстраторов малоразмерных ГТД с роторами, опирающимися на ЛГП [12], в рамках которой осуществляется проработка конструкции газовых опор, включая конструктивные особенности упругих лепестков, с использованием расчетно-экспериментального подхода. Разработаны методики создания математических моделей ЛГП, позволяющие решать многодисциплинарную задачу контактного взаимодействия шейки вала с упругими лепестками и обоймой подшипника через слой газовой смазки (рис. 11,а). Результаты расчетов используют для создания газовых подшипников, характеристики жесткости которых подтверждаются

на испытательном стенде ЦИАМ (рис. 11,б). Стенд также применяется для исследования износостойкости покрытий лепестков и вала на различных температурных режимах, включая температуру до 500°C.

Исследование динамических характеристик ротора в рамках программы ЦИАМ осуществляется с помощью математических моделей динамики роторов на газовом подвесе (рис. 12,а) и при использовании стенда с роторами-имитаторами с различными вариантами опирания на ЛГП. Математические модели динамики роторов учитывают нелинейные характеристики жесткости ЛГП, определяемые с помощью математического моделирования и при экспериментальном исследовании. Стенд с ротором-имитатором оснащен системой регистрации перемещений, позволяющей замерять орбиты ротора. Это обеспечивает возможность прямого сравнения данных эксперимента с результатами расчетов.

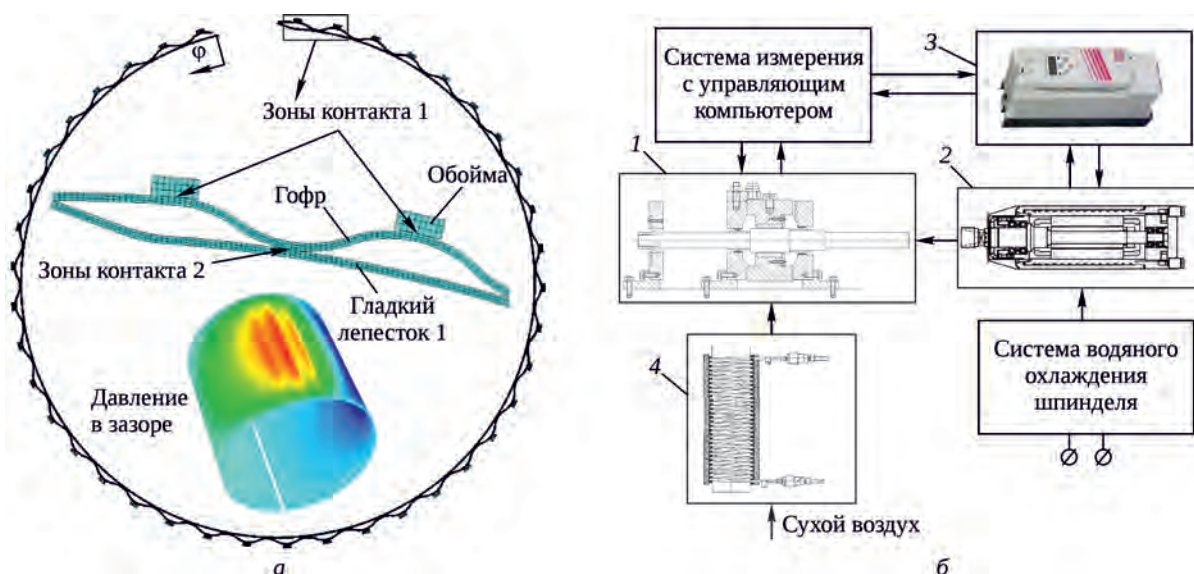


Рис. 11. Расчетно-экспериментальная база для разработки лепестковых газовых подшипников [12]: а – математическое моделирование ЛГП; б – испытательная база ЦИАМ для исследования газовых подшипников; 1 – испытательный стенд; 2 – привод (шпиндель); 3 – система управления; 4 – система подогрева воздуха

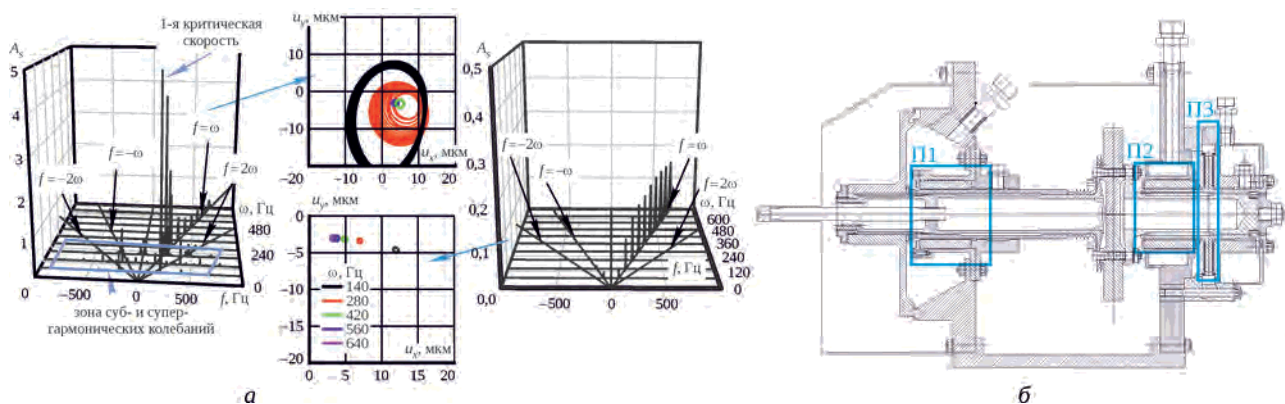


Рис. 12. Расчетно-экспериментальная база для исследования динамики роторов на газовом подвесе: а – математическая модель динамики ротора в ЛГП; б – стенд ЦИАМ для испытаний ротора-имитатора в радиальных (П1, П2) и осевом (П3) ЛГП [12]

Заклучение

Представлены основные направления применения лепестковых газовых подшипников в ГТУ и ГТД. Современная технологическая база позволяет разрабатывать и производить элементы ЛГП с требуемой точностью и заданными упругими характеристиками в широком диапазоне температур. Теоретическое масштабирование газовых подшипников демонстрирует возможность их применения в опорах роторов ГТД и ГТУ разной размерности, вплоть до роторов весом более 1000 кг. В то же время отмечено, что низкая грузоподъемность и износ при пуске-останове и на низких оборотах

входят в перечень основных факторов, препятствующих применению ЛГП в роторах большой размерности. Проблема решается применением гибридных опор, позволяющих существенно увеличить грузоподъемность и уменьшить потери на трение и износ при пуске-останове двигателя. Гибридизация опоры может быть обеспечена как с помощью газостатического подвеса, так и с использованием электромагнитных сил.

В целом газовая смазка имеет большие перспективы с учетом роста спроса на распределенные системы генерации энергии с применением малоразмерных ГТУ, а также в рамках концепции повышения экологических характеристик ГТД.

Литература / References

1. DellaCorte C., Pinkus O. Tribological Limitations in Gas Turbine Engines. A Workshop to Identify the Challenges and Set Future Directions / NASA. Cleveland: Glenn Research Center, May 2000. NASA/TM-2000-210059.
2. 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.
3. 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.
4. Gross W.A. Film Lubrication-V. Infinitely Long Incompressible Lubricating Films of Various Shapes // IBM Research Report RJ 117-5, October 1958. P. 69-70.
5. Licht L., Branger M. Design, Fabrication and Performance of Foil Journal Bearings for the Brayton Rotating Unit: NASA contr. report / pr. by Ampex Corporation for Lewis Research Center. Wasington: NASA, July 1973. NASA CR-2243.
6. Oil-Free Turbocharger Demonstration Paves Way to Gas Turbine Engine Applications / Heshmat H., Walton J.F., DellaCorte C., Valco M.J. 2000. (ASME Turbo Expo 2010; 2000-GT-620).
7. Turbocharger with Hydrodynamic Foil Bearings: patent US7108488 / Larue G.D., Kang S.G., Wick W. 2006.
8. Lee Y.B., Park D.J., Kim C.H. Stability and Efficiency of Oil-Free Turbocharger with Foil Bearings for SUV. 2008. (SAE paper ; 08SFI-0083).
9. Hybrid Foil/Magnetic Bearing: patent US6135640 / R.H. Nadjafi. October 2000.
10. Srikanth H.P., Kim D. Scaling Laws of Radial Clearance and Bump Stiffness of Radial Foil Bearings. 2016. (ASME Turbo Expo 2010; GT 2016-56704).
11. Bruckner R.J. An Assessment of Gas Foil Bearing Scalability and the Potential Benefits to Civilian Turbofan Engines. 2010. (ASME Turbo Expo 2010 ; GT 2010-22118).
12. 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.Iu., Gavrilov V.V., Egorov A.M. Metodika sozdaniia demonstratora malorazmernogo gazoturbinnogo dvigatel'ia s rotorom na gazovykh oporakh na baze sushchestvuiushchei konstruktsii [Method of Developing a Demonstrator of a Small-Size Gas Turbine Engine with a Rotor on Gas Bearings Based on the Existing Design]. *Aviation Engines*. 2019. No. 1 (2). P. 61-74.

Материалы получены редакцией 20.12.2019