

УДК 621.165

Н.А. Забелин, Ю.В. Матвеев, Г.А. Фокин

ПОДШИПНИКИ ДЛЯ МАЛОРАСХОДНЫХ ТУРБИН АВТОНОМНЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

N.A. Zabelin, I.V. Matveev, G.A. Fokin

BEARINGS FOR SMALL FLOWRATE TURBINES OF AUTONOMOUS ELECTRICAL POWER SOURCES

В статье выполнен анализ различных конструкций газодинамических подшипников, применяемых в турбодетандерных генераторах. Показано, что оптимальными и обеспечивающими требуемую надежность являются лепестковые газодинамические подшипники. Перспективность применения лепестковых подшипников в турбомашинах по сравнению с другими типами газовых опор обусловлена их повышенной устойчивостью к самовозбуждающимся колебаниям в широком диапазоне частот вращения роторов, малой чувствительностью к влаге и загрязнению газовой среды механическими примесями, отсутствием износа поверхностей трения при высоких частотах вращения роторов, сохранением работоспособности при резком изменении температуры, низкой чувствительностью к деформациям корпуса, к перекосам ротора и отклонению от соосности узла подшипников, малой трудоемкостью изготовления и точностью обработки деталей, надежностью, возможностью пуска и останова ротора без подачи сжатого газа, большим моторесурсом работы.

МАЛОРАСХОДНАЯ ТУРБИНА; КОМПРЕССОР; НАДЕЖНОСТЬ; ГАЗОВЫЕ ПОДШИПНИКИ; ГИБРИДНЫЙ ПОДШИПНИК; ОСЕВЫЕ ПОДШИПНИКИ; ЛЕПЕСТКОВЫЙ ПОДШИПНИК.

This article gives analysis of the different designs of gas-dynamic bearings used in turbo-expander generators. It is shown that the best and most reliable bearings are flap gas dynamic. Application prospectivity of flap bearings in turbomachines compared with other types of gas bearings is stipulated by their increased resistance to self-excited oscillations in a wide range of rotor speed, low sensitivity to moisture and contamination of gas medium mechanical impurities. Prospective viability is also proved by zero wear of friction surfaces at high rotor speed, operation ability at the sudden change in temperature, low sensitivity to deformation of the housing, rotor distortions and deviations from the alignment of the bearing assembly, low complexity of manufacturing and machining accuracy, reliability, the ability to start and stop the rotor without compressed gas supply, large lifespan operation.

SMALL FLOWRATE TURBINES; COMPRESSOR; RELIABILITY; GAS BEARINGS; HYBRID BEARINGS; AXIAL BEARINGS; PETALLED BEARINGS.

Развитие современного турбостроения требует новых технических решений, определяющих возможность повышения экономичности и надежности, существенного улучшения массогабаритных показателей и технологичности турбинных установок. Это особенно актуально для различных агрегатов малой энергетики (микротурбинные установки, турбодетандерные генераторы, турбокомпрессоры, двигатели летательных аппаратов и др.), бурное развитие которых мы наблюдаем как в России, так и за рубежом.

Рост скорости вращения роторов турбоустановок приводит к существенному уменьшению их массогабаритных показателей за счет минимизации размеров проточной части турбин. Применение газодинамических подшипников позволяет исключить масляную систему, применяемую в традиционных подшипниковых узлах турбин, а это маслобак, насос, фильтры, трубопроводы, другие конструктивные элементы. Размеры и масса масляных систем может достигать 30–40 % от габаритов и массы всего энергетического агрегата.



Отказ от масляных систем позволяет также существенно повысить взрыво- и пожаробезопасность турбодетандерного агрегата.

Главным требованием к безмасляным подшипникам энергетических установок будет сохранение их работоспособности при минимальных механических потерях в следующих условиях:

при высоких угловых скоростях вращения вала;

при изменении температуры в широком диапазоне;

при наличии высокого уровня внешних вибраций.

К таким подшипникам относятся газовые подшипники, исследованием которых активно занимаются многие ведущие организации страны.

Целями выполненного исследования были выбор, обоснование и создание газовых подшипников для автономных турбодетандеров газотранспортной системы России.

Выбор и обоснование подшипников для автономных турбодетандеров газотранспортной системы России

Газовые подшипники подразделяются на газостатические, газодинамические и гибридные.

Газостатический подшипник — подшипник с газовой смазкой, работающий при постоянном внешнем поддуве. Такой тип подшипника называют также газовым подвесом. Действие газодинамического расклинивания поверхностей в этом случае не учитывается.

Газодинамический подшипник (называемый иногда аэродинамическим, самодействующим, самогенерирующим) — подшипник с газовой смазкой, у которого несущая способность газового смазочного слоя возникает только благодаря относительному перемещению рабочих поверхностей.

Гибридный подшипник — газодинамический подшипник, работающий с одновременным действием внешнего поддува, включаемого либо только в период пуска и останова, либо в течение всего времени работы.

Гибридные и газостатические опоры (удельная несущая способность которых доходит до 8 кгс/см^2) не имеют такого конструктивного многообразия, как газодинамические опоры,

и обычно снабжаются карманами различной, иногда очень сложной, формы.

Газовые подшипники с поддувом можно так классифицировать по виду внешней цепи дросселирования газа, подаваемого под давлением:

опоры с поддувом через капилляры диаметром $0,3\text{--}0,8 \text{ мм}$;

опоры с поддувом через сопло с карманом;

опоры с поддувом через простое сопло (компенсация кольцевым отверстием);

опоры с поддувом через сопло и канавку малого сечения.

В последних трех опорах отверстие имеет значительный диаметр (больше 1 мм).

Несколько особо стоят опоры с пористыми вкладышами, которые можно рассматривать как опоры с поддувом через большое число капилляров.

Наконец, представляют интерес опоры со сжимаемой смазочной пленкой, у которых несущая способность смазочного слоя возникает лишь тогда, когда одна из поверхностей, ограничивающих смазочный слой, получает высокочастотные колебания со значительной амплитудой по направлению к нормальной поверхности. Одним из вспомогательных узлов газовых подшипников является шарнирный узел самоустанавливающихся вкладышей газовых подшипников.

Газовые подшипники эксплуатируются в установившемся и в неуставившемся режиме. Элементы подшипников работают в условиях скольжения, верчения и скольжения, а также верчения с вибрацией.

Типовые конструкции газостатических опор представляют собой самостоятельные узлы, которые можно использовать в процессе проектирования различных тихоходных агрегатов.

Газодинамические подшипники

Газодинамические радиальные (опорные) подшипники. Основные характеристики газодинамических опор — это несущая способность и жесткость смазочного слоя. Для того чтобы слой газа между находящимися в относительном движении жесткими поверхностями трения мог выдержать внешнюю силу W , он должен иметь переменную толщину.

Остановимся на некоторых особенностях конструкций газодинамических подшипников.

Гладкий полноохватываемый цилиндрический подшипник (рис. 1, а) имеет цапфу вала 1, входящую во вкладыш 2, между которыми существует рабочий зазор 3. На цапфу вала действует радиальная внешняя нагрузка W , например сила тяжести ротора. В подшипнике с глухими карманами 4 Рэлея при вращении цапфы вала 1 газ из окружающей среды поступает через канавки 5 в эти карманы (рис. 1, б). Разновидностью подшипника с карманами является подшипник с шевронными канавками 6 (рис. 1, в), сообщаемыми с торцов с окружающей средой.

Для повышения устойчивости вращения ротора в газодинамических подшипниках применяют многоклиновые подшипники с несколькими расточками 7 на вкладыше 2, выполненными из разных центров (рис. 1, г).

Газодинамический поддерживающий эффект в смазочном слое 3 подшипника можно получить и при неподвижной цапфе, если вкладыш 2 подшипника, жестко установленный в корпусе 8, будет совершать с малой амплитудой (несколько микрометров) радиальные колебания с частотой 1,5–2 кГц (рис. 1, д). Вследствие разных сдавливающих газ эффектов, возникающих при быстром уменьшении или увеличении зазора, у подшипника появляется несущая способность. Такие подшипники называют *вибронесящими*.

Радиальные (опорные) подшипники с сегментными вкладышами. Как известно, существенным недостатком работы газодинамических радиальных гладких цилиндрических подшипников является их способность создавать реакцию смазочного слоя, которая не проходит через центр

масс вращающегося ротора. Тангенциальная составляющая этой реакции способствует возникновению самовозбуждающихся колебаний ротора турбомшины, причем нередко — при частотах его вращения, значительно меньших рабочих частот n_p . Этот недостаток отсутствует у газодинамических радиальных подшипников с самоустанавливающимися сегментными вкладышами — сегментных подшипников (рис. 2).

Сегментный подшипник представляет собой обычный радиальный гладкий цилиндрический подшипник, разрезанный по образующим на несколько равных элементов 1 (сегменты), каждый из которых шарнирно опирается на корпус 2 либо жестко, либо через упругий элемент 3. В турбомашине ограниченной мощности подшипник обычно имеет не более трех сегментов, автономно опирающихся на корпус, что объясняется малым диаметром цапф роторов турбомашин.

Расчеты Ж.Т. Маккейба и др. и результаты экспериментальных исследований показали, что вращение роторов в радиальных сегментных подшипниках устойчиво во всем диапазоне рабочих частот вращения n_p . Поэтому практически отсутствует необходимость определения предельной частоты вращения n_p ротора.

Для турбомашин с роторами, вращающимися в газодинамических радиальных подшипниках с самоустанавливающимися сегментными вкладышами, рассчитав момент разделения смазочного слоя скользящих относительно друг друга поверхностей сегментов и цапфы, можно на стадии проектирования подшипников подобрать материалы поверхностей трения, установить

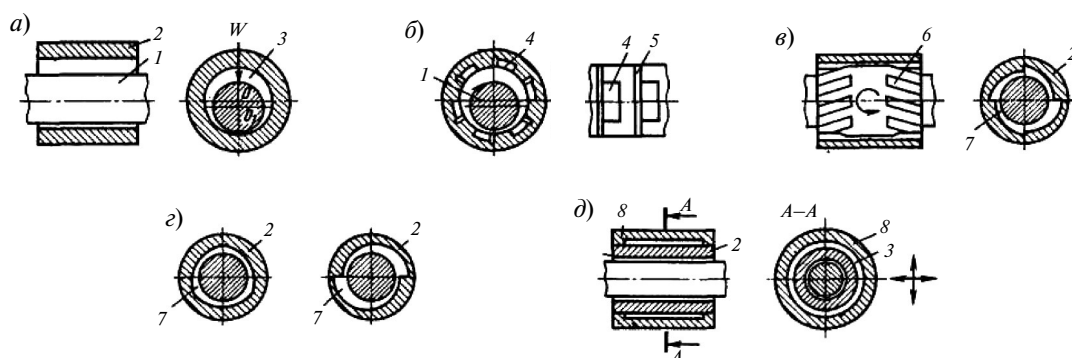


Рис. 1. Газодинамический радиальный подшипник с жесткими рабочими поверхностями трения:

а — гладкий полноохватываемый цилиндрический; б — с карманами Рэлея; в — с шевронными канавками; г — многоклиновой; д — вибронесящий (взаимно перпендикулярными стрелками показаны возможные направления колебаний поверхностей подшипника)

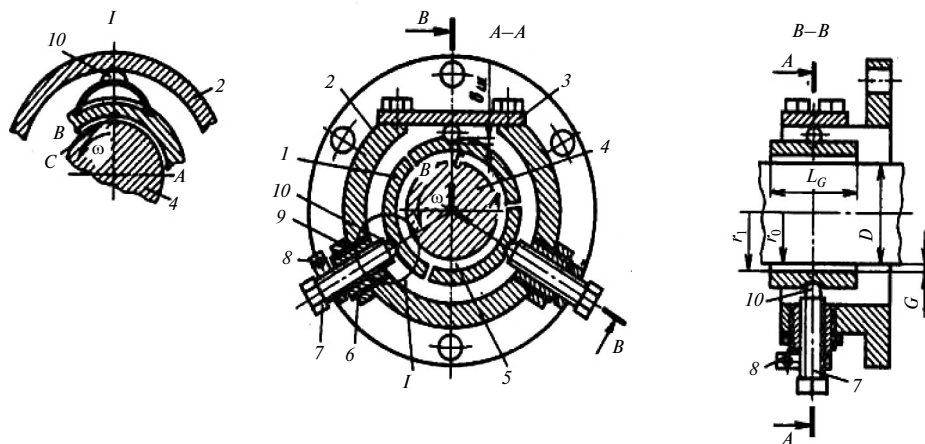


Рис. 2. Сегментный подшипник

число пусков и остановок ротора при трении без смазочного материала в течение всего срока службы турбомашин, назначить допустимый износ поверхностей трения, рассчитать максимальный расход энергии в период разгона ротора до момента его всплытия на смазочном слое, рассчитать выделяющийся в подшипниках тепловой поток.

Газодинамические осевые (упорные) подшипники. Как отмечалось выше, возможность выбора газодинамических осевых подшипников с жесткими рабочими поверхностями для турбомашин весьма ограничена. Наибольшее распространение получили подшипники со спиральными канавками, достаточно хорошо освещенные в литературе.

Несущая способность в подшипнике создается с помощью спиральных канавок. Спиральные канавки выполнены на одной из поверхностей трения, обычно неподвижной. Вращение пяты, ротора и захват микронеровностями поверхности частичек газа в направлении наклона канавок вызывают течение газа вдоль канавок, так как гидравлическое сопротивление в этом направлении меньше, чем в поперечном.

Падение давления газа происходит в основном в направлении, перпендикулярном к направлению относительного скольжения поверхностей, т. е. вдоль радиуса подшипника. Газ всасывается из окружающей подшипник среды по внешнему радиусу подшипника и течет по радиусу к оси подшипника, а вытекает по внутреннему радиусу кольцевого подшипника.

Следует отметить, что подшипники без канавок (центробежный тип) имеют несущую спо-

собность на 20—50 % меньше, чем подшипники со спиральными канавками.

Газодинамические опоры с упругими поверхностями трения. Как показали результаты эксплуатации, с повышением кинетической энергии устойчивость вращения ротора в подшипниках с газовой смазкой значительно снижается. Конструктивные изменения геометрии рассмотренных выше типов подшипников с жесткими рабочими поверхностями пока не привели к заметным положительным результатам по расширению зон устойчивых частот вращения роторов. Повышение устойчивости вращения роторов в подшипниках с газовой смазкой остается основной задачей при создании надежно работающих турбомашин. В результате исследований в этом направлении были разработаны и внедрены в производство ленточные подшипники.

Ленточные подшипники могут быть с лентой, натянутой по концам через направляющие ролики (рис. 3, а), и (трехлепестковые) с лентой, закрепленной в корпусе только одним концом (рис. 3, б).

В подшипниках с натянутой по концам лентой имеется рабочий зазор между жесткой поверхностью цапфы 1 и упругой поверхностью сегментов 2, образованных участками ленты 3, натянутой с начальным усилием $W_{\text{л}}$ натяжным устройством 4 через направляющие ролики 5 (рис. 3, а). Накладные полушайбы 6 на направляющих роликах демпфируют колебания ленты, а башмаки 7 ограничивают ее перемещение в радиальном направлении.

Экспериментальные исследования ленточных подшипников, выполненных в МВТУ

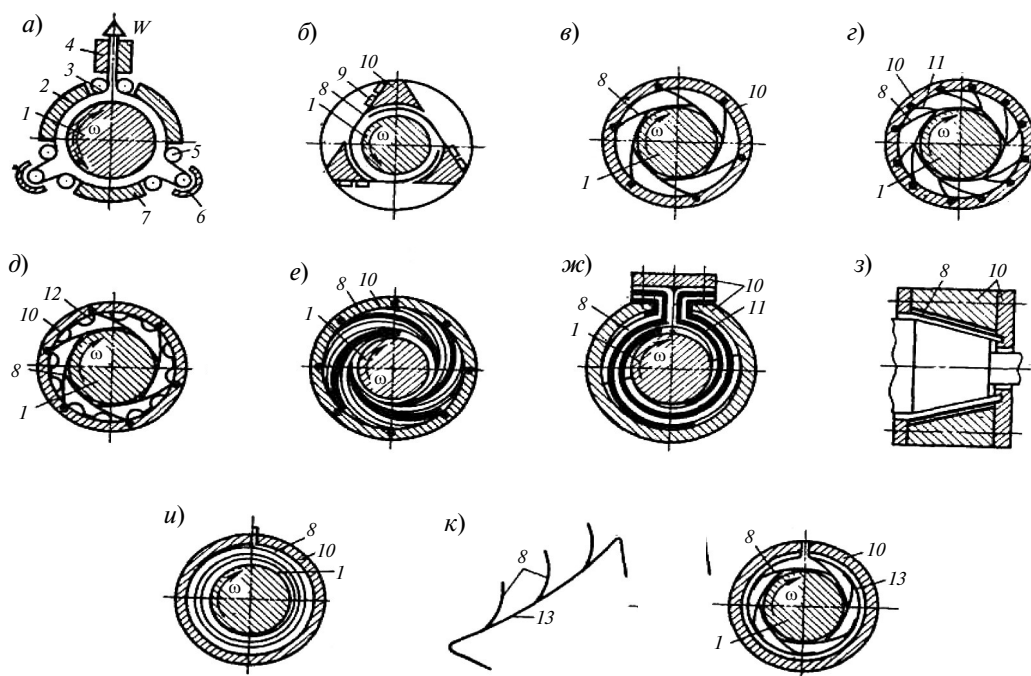


Рис. 3. Газодинамический радиальный ленточный подшипник

им. Н. Э. Баумана (масса ротора турбомашин — 8 кг, диаметр цапф — 0,048 м, в радиальных подшипниках в качестве ленты использовалась фольга из коррозионностойкой стали 70НХБМЮ толщиной 80 мкм и шириной 0,06 м), выявили следующее:

1. Со временем длинная тонкая лента вытягивается под действием силы тяжести горизонтального ротора, что выражается в смещении на несколько десятков микрон цапф вала относительно их первоначального положения.

2. При вращении вручную вала с трением без смазочного материала наблюдается перетягивание ленты от одного ленточного сегмента к другому, что приводит к смещению цапф вала относительно их первоначального положения также на несколько десятков микрон.

3. Нагрев ленты на 40–60 °С внешним источником теплоты обуславливает перемещение продольной оси цапфы ротора по сравнению с ее первоначальным положением.

4. Подшипник не способен к самокомпенсации перекосов при угловых смещениях цапф.

5. Значительна сложность монтажа подшипниковых узлов.

Из зарубежных публикаций известно, что эти подшипники не устанавливаются на серийных турбомашин. Основная область приме-

нения подшипников с натянутой по концам лентой — различные лентопотяжные устройства.

У первого трехлепесткового подшипника неперекрываемые лепестки 8 (рис. 3, б) четырьмя винтами 9 закреплены в корпусе 10 и опираются на внутреннюю поверхность расточки корпуса. Как показали эксперименты, проведенные на одном из отечественных микротурбодетандеров, такой подшипник обладает недостаточным демпфированием, большим моментом трения при страгивании цапфы с места при пуске, малой несущей способностью, соизмеримой с несущей способностью газодинамического подшипника с трехцентровой расточкой и жесткими рабочими поверхностями. Хотя работы по совершенствованию лепестковых подшипников с неперекрываемыми лепестками в некоторых зарубежных странах продолжают, предпочтение отдается подшипникам с лепестками, уложенными внахлест (рис. 3, в).

Лепестковые подшипники можно разделить на два вида: без дополнительных упругих элементов под основными лепестками 8; с дополнительными упругими элементами 11, установленными со стороны нерабочей поверхности основных лепестков 8 (рис. 3, з). Несущий газовый слой в таких подшипниках образован деформируемыми рабочими поверхностями —



лепестками. Конструкция лепесткового подшипника должна отвечать двум противоречивым требованиям: рабочая поверхность лепестка должна обеспечивать возможность формирования зазора, отвечающего условиям газодинамического трения, а сам лепесток должен быть достаточно жестким в направлении действия внешней нагрузки после всплывания ротора на смазочном слое. Повышенная жесткость обычно достигается благодаря установке дополнительного упругого элемента *11* под несущей частью основного лепестка, который начинает воспринимать нагрузку только после того, как в его рабочей части созданы условия для газодинамического трения. Такая упругая система работает аналогично рессоре в автомобиле и применяется обычно для роторов большой массы.

В основу работы лепестковых подшипников с дополнительными упругими элементами положен принцип сложения жесткостей отдельных элементов подшипника: дополнительного лепестка *11*, гофра *12* и основного лепестка *8* (рис. 3, *д*); перекрывающихся лепестков увеличенной длины (рис. 3, *е*), многослойных перекрывающихся основных лепестков *8* увеличенной длины и пакета *11* нерабочих (рис. 3, *ж*) конических лепестков *8* (рис. 3, *з*); спирально закрученной ленты *8* (рис. 3, *и*); лепестков, приваренных к сплошной ленточной основе *13* (рис. 3, *к*).

Форма дополнительного упругого элемента в общем случае может быть произвольной. В дальнейшем для удобства проведения расчетов принимаем, что упругий элемент выполняется радиусом r_n , как у основного лепестка. Однако упругий элемент короче основного лепестка в окружном направлении и имеет отличную от основного лепестка толщину. Место крепления дополнительного упругого элемента в корпусе подшипника может не совпадать с местом крепления основного лепестка (рис. 3, *г*).

Увеличение числа элементов в подшипнике способствует росту числа зон трения без смазочного материала лепестков между собой и корпусом подшипника, а следовательно, создаются лучшие условия для демпфирования случайных колебаний роторов.

Схемы осевых лепестковых подшипников могут быть самыми разнообразными: без дополнительных упругих элементов (рис. 4, *а*, *б*, *г*,

л), с дополнительными упругими элементами (рис. 4, *в*, *д*, *к*). Самый простой тип осевого подшипника состоит из лепестков *1*, закрепленных в корпусе *2* и уложенных веерообразно внахлест свободными концами (рис. 4, *а*). В подшипнике, в котором лепестки *1* при помощи точечной сварки закреплены на общем тонком основании *3* и опираются на корпус *2*, технология крепления лепестков проще (рис. 4, *б*). Дополнительные упругие элементы *4* с выступами *5* могут быть установлены со стороны нерабочей поверхности основных лепестков *1* и закреплены с ними в одном общем основании *2* (рис. 4, *д*). Разновидностью этой конструкции являются конструкции, схемы которых показаны на рис. 4, *з*, *к*. Варианты подшипников с дополнительными упругими элементами.

Разные модификации еще недостаточно апробированы на практике (рис. 5), поэтому отдать предпочтение какой-либо из схем пока трудно.

Критерии выбора типа опор турбомашин

Демпфирующие свойства смазочных слоев в подшипниках с газовой смазкой выражены обычно значительно слабее, чем в подшипниках с жидким смазочным материалом, поэтому при определении собственных частот колебаний роторов с газостатическими подшипниками силами демпфирования смазочного слоя иногда можно пренебречь.

Основными критериями совершенства газовых опор являются надежность их работы и большая предельная частота вращения динамической системы турбомашин.

Проанализируем известные конструктивные схемы газовых опор с точки зрения возможности их применения и надежности работы в турбомашин.

Газостатические подшипники для осуществления возвратно-поступательного движения в турбомашин не применяются. Они получили распространение в основном в станкостроении и приборостроении. Редко используются подшипники-уплотнения, у которых давление газа по торцам поддерживается разным и наддув газа осуществляется в среднюю плоскость подшипника, так как в быстроходных турбомашин подшипник и уплотнение обычно разделены между собой камерой со сбросным каналом.

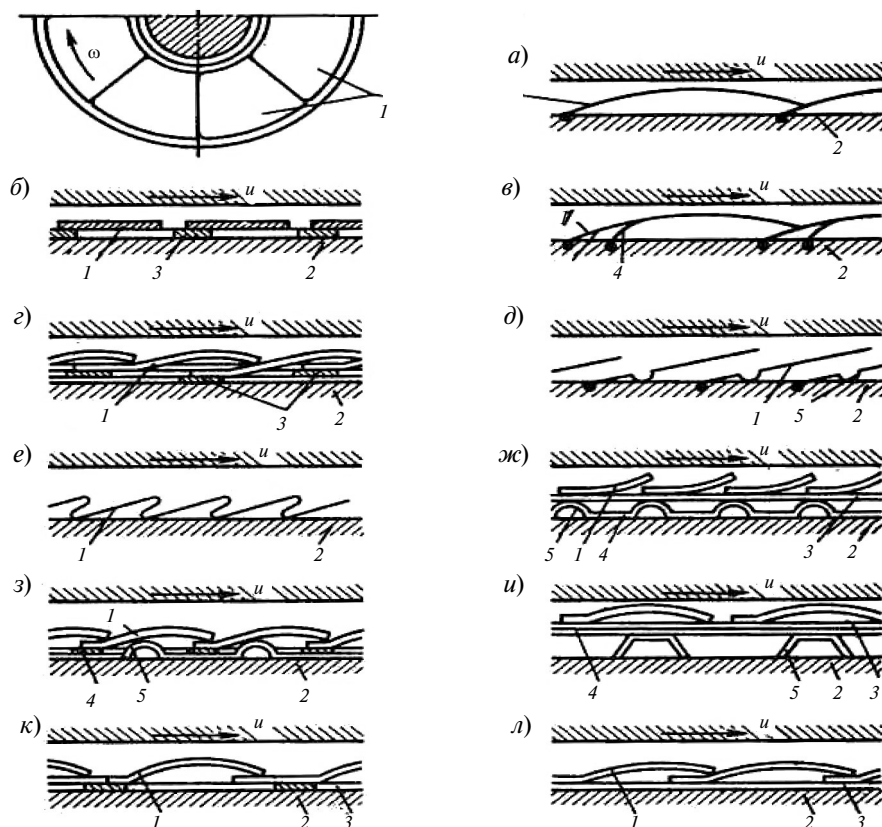


Рис. 4. Конструкции осевого лепесткового подшипника:

a — с индивидуальным креплением каждого лепестка в корпусе; *б* — с креплением неперекрывающихся друг друга лепестков точечной сваркой к общему перфорированному диску; *в* — с индивидуальным креплением упругого элемента в корпусе; *г* — с профилированными концами лепестков, приваренных точечной сваркой к тонким профилированным дискам; *д* — с дополнительной упругой опорой лепестка на корпус; *е* — выполненный в виде арочного упругого кольцевого элемента (лепестков); *ж* — многослойного типа; *з* — с дополнительными упругими элементами под основными лепестками; *и* — выполненные в виде тонких дисков, опирающихся на корпус через арочные дополнительные упругие элементы; *к* — с упругим элементом, выполненным в виде тонких профилированных дисков; *л* — с лепестками, приваренными точечной сваркой к тонкому кольцевому диску. Обозначено: 1 — лепесток; 2 — корпус; 3 — основание; 4 — упругий элемент; 5 — упругая опора

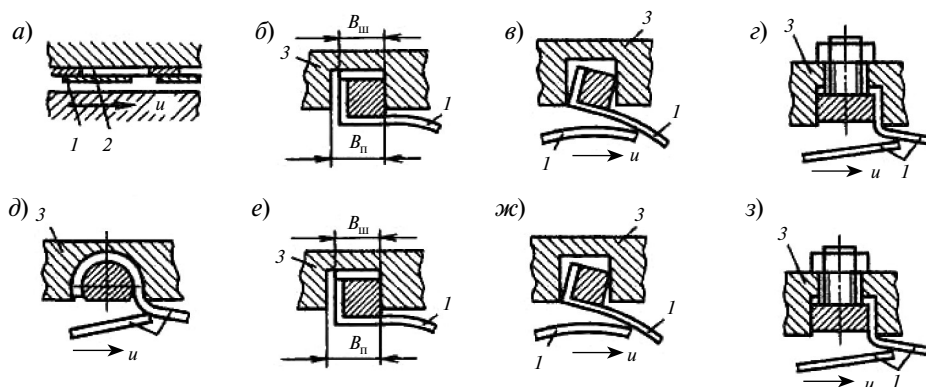


Рис. 5. Схемы узла крепления лепестка к корпусу подшипника:

a — точечная сварка; *б, в* — свободная установка в пазу; *г* — при помощи шпонки с винтами; *д* — с круглой поворачивающейся в пазу шпонкой; *е* — в пазу типа «ласточкин хвост»; *ж* — запрессовкой порошковой стекломассой; *з* — в прямоугольном пазу



Газовые подвесы радиального, осевого и радиально-осевого типов широко распространены в турбомашин с ротором (относительно большой массы). При рабочих частотах вращения роторов они работают как газодинамические подшипники без наддува или с наддувом, а в момент пуска и останова ротора — как газостатические для исключения контакта цапфы вала с вкладышем подшипника.

Ввиду вероятности возникновения автоколебаний ротора типа «пневмомолот» в турбомашин не применяются газостатические подшипники с упругоэластичными рабочими поверхностями, например с одной рабочей поверхностью, выполненной из резины. В турбомашин малой мощности устанавливают кольцевые одно- или двусторонние газостатические осевые подшипники с наддувом газа через один или два ряда дросселей и очень редко — подшипники с микроканавками или карманами, а также подшипники со всевозможными лабиринтными поясами на рабочей поверхности.

Выбор типа газодинамического радиального подшипника обусловлен различными требованиями, связанными с эксплуатацией турбомашин. Газодинамические радиальные гладкие цилиндрические подшипники с жесткими рабочими поверхностями в быстроходных турбомашин используются редко из-за технологических трудностей (при их изготовлении требуется обеспечить зазор между вкладышем и цапфой ротора 5–15 мкм) и возможных деформаций элементов подшипниковых узлов, возникающих при эксплуатации. Подшипники этого типа устанавливают в основном в гироскопических устройствах.

В радиальных подшипниках с карманами Рэлея, в подшипниках со спиральными канавками, в вибронесущих подшипниках зазоры между вкладышем и цапфой еще меньше, поэтому они не получили широкого применения в турбомашин.

Газодинамические подшипники с наддувом и сегментными самоустанавливающимися вкладышами (сегментами) при отключении наддува газа могут работать как газодинамические. В этом типе подшипника каждый сегмент опирается шарнирно на корпус либо жестко, либо через упругий элемент. Эксплуатация таких подшипников показала, что для надежной их рабо-

ты достаточно упруго закрепить на корпусе только один сегмент. Подшипник быстроходных турбомашин обычно содержит не более трех сегментов, автономно опирающихся на корпус, что объясняется малым диаметром цапф роторов. Такой тип радиального подшипника хорошо зарекомендовал себя на практике.

Радиальные ленточные подшипники ввиду сложности монтажа и чувствительности к изменению температуры окружающей среды в турбомашин не устанавливаются. Их применяют в основном в лентопротяжных механизмах приборов. В последнее время появились газодинамические радиальные лепестковые подшипники. Однако этот подшипник практически не изучен. Из всего многообразия газодинамических осевых подшипников в быстроходных турбомашин могут применяться только подшипники со спиральными канавками и лепестковые.

Исходя из результатов анализа статической и динамической работы ротора турбомашин можно возвратиться к выбору оптимального типа радиальных или осевых подшипников. При положительных результатах можно приступить к компоновке подшипников в турбомашине, выполнению рабочих чертежей и корректировке конструктивной схемы турбомашин.

Для облегчения анализа многочисленных типов подшипников с газовой смазкой их желательно сгруппировать по общим признакам. Существуют несколько подходов к схемам классификации подшипников с газовой смазкой. Предлагаемая ниже схема классификации позволяет наиболее полно охватить все известные типы подшипников с газовой смазкой.

Подшипники с газовой смазкой делятся на классы, типы, виды и схемы. В основу деления на классы положен принцип создания избыточного давления в смазочном слое (газодинамический, газостатический и газодинамический с наддувом). В каждый класс включены несколько типов подшипников, каждый из которых служит для обеспечения определенного движения вала (возвратно-поступательного, поддержания вала во взвешенном состоянии (газовые подвесы) и вращательного). Каждый тип подшипника делится на виды, характеризующиеся направлением действия внешней нагрузки (радиальный, осевой, радиально-осевой подшипник). Вид подшипника зависит от его конструктивной схемы

(сегментные, лепестковые и т. п.). Предлагаемая классификация характеризует назначение и осуществляемые подшипником функции. Например, в названии «газодинамический радиальный цилиндрический с наддувом» «радиальный» характеризует направление действия внешней нагрузки, а «цилиндрический» — конструктивную схему подшипника. Избыточное давление создается благодаря газодинамическому эффекту и эффекту наддува газа в рабочий зазор подшипника под повышенным давлением (из ресивера или от компрессора), подшипник рассчитан на вращательное движение.

Классификация по конструктивному выполнению газовых подшипников по геометрическим признакам следующая:

цилиндрические, плоские, конические, сферические, полусферические (они определяют вид подшипника по воспринимаемой нагрузке: радиальный, радиально-упорный, осевой);

по характеру выполнения несущих поверхностей — цельные и разрезные (сегментные), гладкие и с рельефом, одноцентровые и многоцентровые;

по характеру крепления опор в корпусе — с жестким и с эластичным креплением, с креплением типа кардана и др.;

по количеству и виду опор — одноопорные (катушечные, шаровые, полусферические и др.), многоопорные (двухопорные и др.).

Наиболее важное преимущество газовой смазки в противоположность тем, которые проявляются лишь в определенных обстоятельствах, — это использование малой вязкости газов по сравнению с вязкостью жидкостей. Малая вязкость газов позволяет осуществить высокие скорости вращения при незначительных потерях на трение, а следовательно, и малом повышении температуры смазки и опор. Следствием малых потерь на трение является возможность обеспечения малого износа и большой долговечности работы опор, повышенной экономичности и точности машины или прибора при их применении.

Кроме достоинств подшипников с газовой смазкой, связанных с перечисленными свойствами газов, их применение может обеспечить дополнительные преимущества по отношению к подшипникам с жидкостной смазкой: герметичность системы; снижение загрязнения; устра-

нение необходимости уплотнений валов; устранение громоздкого оборудования для хранения, подогрева и охлаждения, нагнетания и откачки жидкостных смазок; упрощение и удешевление конструкции подшипника; снижение вибрации и шума. Если учесть, что при этом сокращаются габариты и вес всего механизма, упрощается эксплуатация, обеспечивается кондиционность среды, то понятен тот интерес, который проявляется в последние годы к их применению в целом ряде случаев. Применение подшипников с газовой смазкой важно и там, где необходимо предотвратить загрязнение окружающей среды продуктами испарения обычных смазок или самой смазки. Это имеет место в замкнутых системах, где производятся операции с газами высокой чистоты, в атомных реакторах, в ряде механизмов и машин текстильной и пищевой промышленности.

В принципе смазкой может служить любой газ или смесь газов. Они мало различаются по тем свойствам, которые важны для подшипников, но воздушная смазка более практична и экономична, поэтому за исключением частных случаев в качестве смазки используется воздух.

Одновременно с преимуществами газовой смазки, в основном определяемыми первыми двумя из перечисленных свойств газа, малая вязкость газа приводит к понижению несущей способности газовых подшипников по сравнению с жидкостными. Повысить несущую способность подшипников можно различными способами: нагнетанием газа, уменьшением зазоров между рабочими поверхностями опор, увеличением эксцентриситета (смещения оси вала). Недостатки также хорошо известны: относительно большое количество потребляемого газа, для высокой грузоподъемности требуется весьма значительное давление, в то же время при повышении давления газа возрастает опасность появления автоколебаний и резонансных явлений. Кроме того, традиционные газостатические подшипники обладают относительно низкой жесткостью. Для разработки газовых подшипников требуются достаточно квалифицированные расчеты и дорогостоящие эксперименты, причем лучше всего не на моделях, а на натурных узлах подшипников и реальных роторах. Часто необходимо проводить испытания на натурном газе, что не всегда возможно либо слишком дорого.

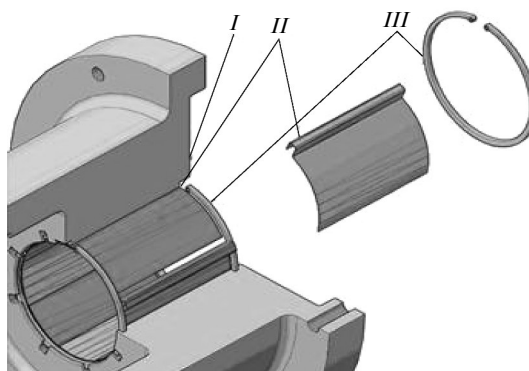


Рис. 6. Лепестковый опорный газодинамический подшипник. *I* — корпус; *II* — лепестки подшипника; *III* — фиксатор подшипника

Составной частью общей проблемы развития и применения подшипников с газовой смазкой является проблема обеспечения устойчивости и виброустойчивости роторов машин и гироскопов на газодинамических подшипниках.

Анализ результатов выполненного расчетного исследования по выбору и обоснованию различных конструкций газовых подшипников показал, что наиболее оптимальны и наиболее надежны в этом плане лепестковые газодинамические подшипники.

Лепестковые газодинамические подшипники (рис. 6), обладают рядом преимуществ: сохраняют работоспособность и положительные свойства

подшипников с газовой смазкой в широком диапазоне температур; обеспечивают высокую скорость вращения поддерживаемого вала (в частности, для МДГ-20 эта скорость составляет 36000 об/мин); обладают экологической чистотой, так как используют в качестве смазки применяемый в качестве источника энергии природный газ; исключают использование любых смазочных материалов, что способствует обеспечению простоты конструкции, а также существенному повышению взрыво- и пожаробезопасности ГРС.

На основании выполненных исследований и накопленного опыта при проектировании подобных турбоустановок был разработан *микротурбодетандерный генератор (МДГ-20)*, конструктивная схема которого изображена на рис. 7. Рабочее тело (газ) поступает в сопловой аппарат турбины конструкции ЛПИ, где расширяется и попадает в осевое рабочее колесо, вращающееся с частотой в диапазоне $n = 0-40000$ об/мин. Крутящий момент с рабочего колеса передается на вал с лепестковыми газодинамическими подшипниками, на котором установлена роторная часть высокооборотного электрогенератора. Рабочее тело (газ) после рабочего колеса расширительной турбины поступает в выходной патрубок для охлаждения статора электрогенератора. микротурбодетандерного генератора.

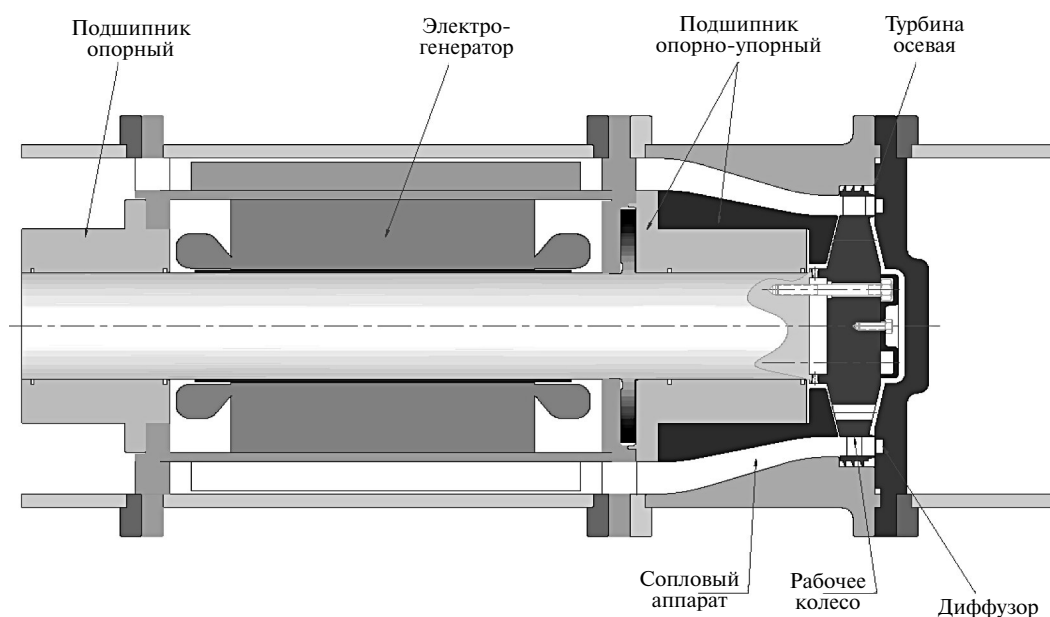


Рис. 7. Конструктивная схема автономного источника электрической энергии

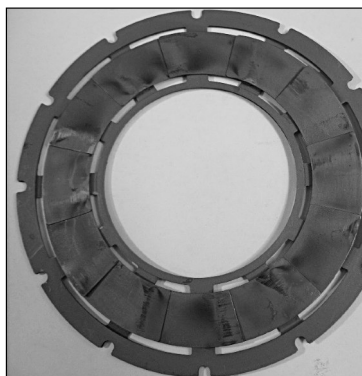


Рис. 8. Упорный лепестковый газодинамический подшипник



Рис. 9. Опорно-упорный лепестковый газодинамический подшипник в корпусе турбодетандерного генератора

Выполненный анализ различных конструкций газодинамических подшипников, применяемых в турбодетандерных генераторах, показал, что оптимальными и обеспечивающими требуемую надежность являются лепестковые газодинамические подшипники. Перспективность применения лепестковых подшипников в турбомашинах (по сравнению с другими типами газовых опор) обусловлена их повышенной устойчивостью к самовозбуждающимся колебаниям в широком диапазоне частот вращения роторов, малой чувствительностью к влаге и загрязнению газовой среды механическими примесями, отсутствием износа поверхностей трения при высоких частотах вращения роторов, сохранением работоспособности при резком изменении температуры, низкой чувствительностью

к деформациям корпуса, к перекосам ротора и отклонению от соосности узла подшипников, малой трудоемкостью изготовления и точностью обработки деталей, надежностью, возможностью пуска и останова ротора без подачи сжатого газа, большим моторесурсом работы.

Разработанные, изготовленные и испытанные опорные и упорные лепестковые газодинамические подшипники, примененные в опытном образце турбодетандерного генератора МДГ-20 на ГРС №13 «Сертолово», продемонстрировали высокую надежность и работоспособность при необходимом ресурсе работы и заявленном количестве пусков и остановов. Это позволило рекомендовать подобные конструкции для серийной партии турбодетандеров, изготавливаемых ООО «НТЦ МТТ».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лучин Г.А., Пешти Ю.В., Снопов А.И. Газовые опоры турбомашин. М.: Машиностроение. 1989.
2. Исокура К., Того Ш., Танаки Ш. Исследование высокоскоростных микроподшипников и динамики роторов для газовых микротурбин. Япония.
3. Болдырев Ю.Я., Григорьев Б.С., Заблоцкий Н.Д., Лучин Г.А. [и др.]. Прецизионные газовые подшипники / Под. ред. Филиппова А.Ю. и Сипенкова И.Е. СПб.: Изд-во ФГУП ЦНИИ «Электроприбор», 2007.
4. Румянцев М.Ю., Захарова Н.Е., Сигачев С.И. Опыт разработки высокоскоростных электротурбомашин на кафедре ЭКАО МЭИ // Вестник Московского энергетического института. 2007. №3. С. 45–50.
5. А.с. №934749. Газодинамический подшипник / Захарова Н.Е., Маханьков Е.П., Брагин А.Н., Баранов В.Г., Листратов Н.И. // Бюллетень. 1983, №21.
6. Гидродинамическая теория смазки: Сб. классических работ / Под ред. Л.С. Лейбензона. М.-Л.: Гостехтеориздат, 1934.
7. Шейнберг С.А. Газовая смазка подшипников скольжения (теория и расчет) // Трение и износ в машинах. 1953. Вып. 8. С. 107–204.
8. Сытин А.В. Решение комплексной задачи расчета характеристик радиальных лепестковых газодинамических подшипников: Дисс. ... кандидата технических наук / Орловский государственный технический университет. Орел, 2008. 201 с.
9. Пинегин С.В., Захарова Н.Е., Брагин А.Н. Некоторые конструктивные особенности лепесткового газодинамического подпятника // Трение и износ. 1981, Т. 2, №6. С. 1017–1021.



10. Брагин А.Н., Сигачев С.И. Демпфирование в лепестковом газовом подшипнике // Трение и смазка в машинах // Тезисы докладов Всесоюзной конференции. Сентябрь, 1983г., Челябинск. Челябинск: Тип. «Транспорт», 1983. С.143–144.

11. Левина Г.А., Смирнов В.В., Захарова Н.Е., Брагин А.Н., Бояршинова А.К. Исследование лепестковых газовых опор // Трение, износ и смазочные материалы: Труды международной научной конференции. Тезисы докладов в 5-и томах. Том IV. Ташкент: Изд-во Ташкентского политехнического института, 1985. С. 43–44.

12. Сигачев С.И., Семенов А.А., Брагин А.Н. Повышение виброустойчивости лепестковых газовых подшипников // Газовая смазка в машинах и приборах. Тезисы докладов Всесоюзного научно-координационного совещания, 18–20 сентября 1989г., г. Ростов-на-Дону — Новороссийск. М.: Изд-во Академии наук СССР, 1989. С.128.

13. Агишев Г.Г., Гужиев А.В., Курбатов И.В. Лепестковый газодинамический подшипник // В сб. материалов межвузовской научно-практической конф. «Проблемы подготовки инженерных кадров ВМФ по обеспечению эффективной эксплуатации вооружения и военной техники». СПб.: Изд-во ВМИИ, 2011.

14. Агишев Г.Г., Гужиев А.В., Курбатов И.В. К расчету динамических характеристик радиального лепесткового подшипника // В сб. материалов межвузовской научно-практической конф. «Проблемы подготовки инженерных кадров ВМФ по обеспечению эффективной эксплуатации вооружения и военной техники». СПб.: Изд-во ВМИИ, 2011.

15. Peng Z.-C., Khonsari M.M. 2006, «AThermohydrodynamic Analysis of Foil // Journal Bearings ASME J. of Tribology. 128(3). P. 534–541.20.

16. DellaCorte, C. Stiffness and Damping Coefficient // NASA/TM—2010–216924. ASME/STLE IJTC 2010–41232.

REFERENCES

1. Luchin G.A., Peshti Yu.V., A.I. Snopov. Gazovyye opory turbomashin. M. Mashinostroyeniye, 1989. (rus.)

2. Isomura K., Togo Sh., Tanaki Sh. (Yaponiya) Issledovaniye vysokoskorostnykh mikropodshipnikov i dinamiki rotorov dlya gazovykh mikroturbin. (rus.)

3. Boldyrev Yu.Ya., Grigoryev B.S., Zablotskiy N.D., Luchin G.A. [i dr.]. Pretsizionnyye gazovyye podshipniki / Pod. red. Filippova A.Yu. i Spenkova I.Ye. SPb.: Izd-vo FGUP TsNII «Elektropribor», 2007. S. 504. (rus.)

4. Rumyantsev M.Yu., Zakharova N.Ye., Sigachev S.I. Opyt razrabotki vysokoskorostnykh elektroturbomashin na kafedre EKA O MEI. Vestnik Moskovskogo Energeticheskogo Instituta. 2007. №3. S. 45–50. (rus.)

5. A.s. №934749. Gazodinamicheskiy podshipnik / Zakharova N.Ye., Makhankov Ye.P., Bragin A.N., Baranov V.G., Listratov N.I. Byulleten. 1983. №21. (rus.)

6. Gidrodinamicheskaya teoriya smazki: Sb. klassicheskikh rabot / Pod red. L.S. Leybenzona. M.–L.: Gos tekhteorizdat, 1934. 245 s. (rus.)

7. Sheynberg S.A. Gazovaya smazka podshipnikov skolzheniya (teoriya i raschet). Treniye i iznos v mashina. 1953. Vyp. 8. S. 107–204. (rus.)

8. Sytin A.V. Resheniye kompleksnoy zadachi rascheta kharakteristik radialnykh lepestkovykh gazodinamicheskikh podshipnikov: Dissert. ... kandidata tekhnicheskikh nauk / Orlovskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiy universitet. Orel, 2008. 201 s. (rus.)

9. Pinegin S.V., Zakharova N.Ye., Bragin A.N. Nekotoryye konstruktivnyye osobennosti lepestkovogo gazodinamicheskogo podpyatnika. Treniye i iznos. 1981, T. 2. №6. S. 1017–1021. (rus.)

10. Bragin A.N., Sigachev S.I. Dempfirovaniye v lepestkovom gazovom podshipnike. Treniye i smazka v mashinakh. Tezisy dokladov Vsesoyuznoy konferentsii. Sentyabr,

1983g., Chelyabinsk. Chelyabinsk: Tip. «Transport». 1983. S. 143–144. (rus.)

11. Levina G.A., Smirnov V.V., Zakharova N.Ye., Bragin A.N., Boyarshinova A.K. Issledovaniye lepestkovykh gazovykh opor. Treniye, iznos i smazochnyye materialy. Trudy mezh-dunarodnoy nauchnoy konferentsii. Tezisy dokladov v 5-i tomakh. Tom IV. Tashkent: Izd-vo Tashkentского politekhnicheskogo instituta, 1985. S. 43–44. (rus.)

12. Sigachev S.I., Semenov A.A., Bragin A.N. Povysheniye vibroustoychivosti lepestkovykh gazovykh podshipnikov. Gazovaya smazka v mashinakh i priborakh: Tezisy dokladov. Vsesoyuznogo nauchno-koordinatsionnogo soveshchaniya, 18–20 sentyabrya 1989g., g.g. Ros-tov-na-Donu — Novorossiysk. M.: Izd-vo Akademii nauk SSSR, 1989. S. 128. (rus.)

13. Agishev G.G., Guzhiyev A.V., Kurbatov I.V. Lepestkovyy gazodinamicheskiy podshipnik. V sb. materialy mezhvuzovskoy nauchno-prakticheskoy konf. «Problemy podgotovki inzhenernykh kadrov VMF po obespecheniyu effektivnoy ekspluatatsii vooruzheniya i voyennoy tekhniki». SPb.: Izd-vo VMII, 2011. 499s. (rus.)

14. Agishev G.G., Guzhiyev A.V., Kurbatov I.V. K raschetu dinamicheskikh kharakteristik radialnogo lepestkovogo podshipnika. V sb. materialy mezhvuzovskoy nauchno-prakticheskoy konf. «Problemy podgotovki inzhenernykh kadrov VMF po obespecheniyu effektivnoy ekspluatatsii vooruzheniya i voyennoy tekhniki». SPb.: Izd-vo VMII, 2011. 499 s. (rus.)

15. Peng Z.-C., Khonsari M.M. «AThermohydrodynamic Analysis of Foil Journal Bearings» ASME J. of Tribology, 2006, 128(3), P. 534–541.20.

16. DellaCorte C. Stiffness and Damping Coefficient Estimation of Compliant Surface Gas Bearingsfor Oil-Free Turbomachinery / NASA/TM—2010–216924. ASME/STLE IJTC 2010–41232.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ЗАБЕЛИН Николай Алексеевич — кандидат технических наук директор ИЭиТС Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: n.zabelin.turbo@mail.ru

МАТВЕЕВ Юрий Владимирович — кандидат технических наук ведущий инженер Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: matyury@mail.ru

ФОКИН Георгий Анатольевич — кандидат технических наук директор ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург». 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: ltg@spb.ltg.gazprom.ru

AUTHORS

ZABELIN Nikolai A. — St. Petersburg Polytechnic University. 29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: n.zabelin.turbo@mail.ru

MATVEEV Yuri V. — St. Petersburg Polytechnic University. 29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: matyury@mail.ru

FOKIN Georgii A. — St. Petersburg Polytechnic University. 29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: ltg@spb.ltg.gazprom.ru