

Применение лепестковых газодинамических подшипников в турбогенераторных агрегатах малой мощности

Румянцев М.Ю., Захарова Н.Е., Сигачев С.И.

*Национальный исследовательский университет «МЭИ», кафедра ЭКАОиЭТ
+7(495)362-71-00, RumyantsevMY@mpei.ru*

Аннотация. В статье приведен обзор подшипников, применяемых в высокоскоростных турбомашинах. Показано, что для турбогенераторных агрегатов малой мощности стационарного и транспортного исполнения наиболее перспективным является использование лепестковых газодинамических подшипников (ЛГП), дано сравнение различных конструкций ЛГП. Наиболее подробно описаны характеристики ЛГП с перекрывающимися лепестками, разработанных в НИУ МЭИ, описаны методы их экспериментального исследования, приведены рабочие и динамические характеристики, а также номенклатура выпускаемых изделий.

Ключевые слова: высокоскоростной турбогенератор, микротурбинная энергоустановка, высокоскоростная электротурбомашина, лепестковые газодинамические подшипники, перекрывающиеся лепестки

Введение

Одним из самых перспективных средств выработки тепловой и электрической энергии для систем малой распределённой энергетики в настоящее время являются так называемые микротурбинные энергоустановки (МКТЭУ), которые разрабатываются для стационарных систем энергоснабжения зданий и сооружений, а также для применения на гибридном транспорте (легковые автомобили, грузовики, автобусы, специальная техника), на летательных аппаратах (самолёты, спутники, межпланетные транспортные модули, беспилотные летательные аппараты), для обеспечения электропитания автономных объектов (радиорелейные станции, морские платформы, нефте- и газопроводы, лунные станции). Мощность модулей МКТЭУ составляет от 10 до 250 кВт, а при объединении в кластеры – до 2 МВт.

В подавляющем большинстве микротурбинных установок тепловой и электромеханический преобразователи энергии – турбина и электрический генератор, образуют единый агрегат, в котором рабочее колесо турбины и ротор генератора расположены на общем валу и поэтому имеют равные частоты вращения. При малой мощности МКТЭУ для достижения приемлемого КПД турбины необходимо повышение частоты её вращения до десятков – сотен тысяч об/мин, поэтому практическая реализация микротурбинных энергоустановок не возможна без разработки высокоскоростных электрических машин, включая разработку высокоскоростных подшипников и электронных устройств управления ими.

Первые работы по МКТЭУ для малой энергетики были начаты крупными фирмами, имеющими многолетний опыт работ в авиационной и аэрокосмической отраслях США, такими как AlliedSignal, Garrett AiResearch, Honeywell, однако учитывая перспективность данного направления, к исследованиям в данной области подключились научные коллективы университетов и вновь созданных фирм. Самым ярким примером является компания Carlisle Turbine Corporation, образованная в 1993 г. специально для разработки МКТЭУ по заказам NASA и ставшая в настоящее время одним из ведущих мировых поставщиков микротурбинных энергоустановок для систем малой автономной энергетики.

Практически все работы велись с привлечением государственного финансирования, так министерство энергетики США только на 2000 – 2006 гг. выделило для развития МКТЭУ 63 млн долларов. Была поставлена задача (которая не была выполнена!) по созданию микротурбины с удельной стоимостью электроэнергии менее 500 US \$/кВт и КПД более 40% [1].

При разработке МКТЭУ требуется решение ряда сложных, междисциплинарных научно-технических задач, главными из которых являются:

- расчёт рабочего цикла и выбор компоновочной схемы энергоустановки;
- обеспечение эффективности функционирования критических узлов установок: турбины, теплообменных аппаратов, генератора, силовой электроники;

- обеспечение эффективного охлаждения блока турбогенератора;
- выбор типа подшипников;
- обеспечение механической прочности ротора.

Настоящая работа посвящена опыту специалистов НИУ МЭИ по разработке и изготовлению бесконтактных высокоскоростных подшипников, обеспечивающих вращение роторов турбомашин малой мощности (0,5 – 250 кВт) при частотах вращения до 360 000 об/мин.

Выбор типа подшипников для микротурбинных энергоустановок

Выше отмечалось, что одной из сложных проблем создания высокоскоростных электротурбомашин МКТЭУ является обеспечение надежной работы их опор. Главные трудности здесь связаны с высокими скоростями вращения вала, с большими радиальными и осевыми нагрузками, с нагревом подшипников от горячего газа, циркулирующего в проточной части. Во многих случаях опоры роторов турбомашин работают в исключительно тяжелых внешних условиях: переменных нагрузках, в широком диапазоне температур, при повышенной влажности, воздействии вибрационных и ударных нагрузок.

В качестве опор турбомашин до настоящего времени применяют подшипники качения с масляным охлаждением, выполненные по совмещенной (дулексной) схеме, например, на рисунке 1 показана высокоскоростная опора турбохолодильника для систем кондиционирования воздуха летательных аппаратов [2].

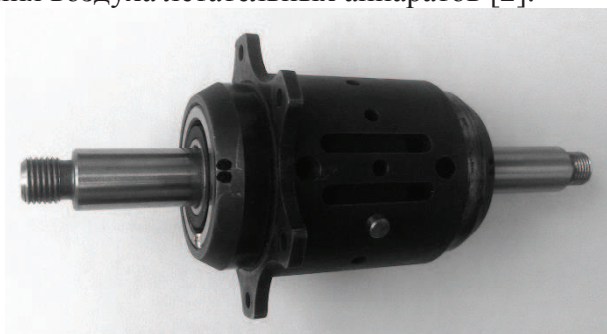


Рисунок 1. Совмещенная шарикоподшипниковая опора



Рисунок 2. Электромагнитные подшипники компании NovaGlide™

Подшипники качения являются наименее надежным звеном высокоскоростных машин и в большинстве случаев определяют их ресурс. Быстроходность подшипников качения ограничивается усталостными разрушениями рабочих элементов подшипников, возникающих вследствие механических деформаций и тепловыделений, имеющих место при трении качения. Соответственно, высокоскоростные шариковые опоры требуют сложной системы масляной смазки и охлаждения, что, в частности, приводит к загрязнению рабочего тела агрегатов парами смазки, ухудшая работу других узлов агрегатов, например, теплообменных аппаратов и камер сгорания.

Очевидно, что требуемый ресурс и надёжность МКТЭУ можно обеспечить только при использовании бесконтактных подшипников с отсутствием в рабочем режиме механического контакта между валом (ротором) и корпусом. Этим требованиям удовлетворяют подшипники скольжения с жидкостной или газовой смазкой, а также активные электромагнитные подшипники.

Использование в турбомашине подшипников скольжения с жидкостной смазкой затруднительно, поскольку для их работы необходимо наличие сложной маслосистемы и неизбежно приводит к загрязнению рабочего тела.

Активные электромагнитные подшипники (рисунок 2) в настоящее время достаточно широко применяются в высокоскоростных турбомашине [3], например, в компрессорах газоперекачивающих станций. Эти подшипники обладают высокой несущей способностью, однако требуют достаточно сложной системы управления, которая при заданном ресурсе автономной работы часто должна иметь двойное или даже тройное дублирование. Необходимость обеспечения высокой демпфирующей способности подшипников при высоких частотах

тах вращения роторов МКТЭУ малой мощности, особенно для транспортных исполнений агрегатов, требует повышенного быстродействия и производительности информационно-управляющей подсистемы, часто превышающих возможности современных микропроцессорных устройств. К тому же при использовании электромагнитных подшипников необходимо предусмотреть в конструкции места для установки страховочных шарикоподшипников, которые будут воспринимать нагрузки в период пуска и останова агрегата, в аварийных режимах, например при внезапном исчезновении электропитания, а также при хранении и транспортировке агрегата и изделия в целом. Указанные недостатки делают применение электромагнитных подшипников в микротурбинных энергоустановках малой мощности затруднительным.

Поэтому для использования в высокоскоростных ЭТМ более предпочтительными являются подшипники с газовой смазкой – газостатические и/или газодинамические.

В газостатических подшипниках для обеспечения работоспособности в их рабочую зону через систему микросопел должен подаваться газ (воздух) под давлением, превышающим давление рабочей среды в 2 – 5 раз. Поэтому необходимым элементом таких подшипников является дополнительный источник газа с системой его тонкой фильтрации. Очевидно, что наличие этих дополнительных узлов существенно усложняет конструктивную схему агрегатов и требует решения вопросов обеспечения работоспособности подшипниковых узлов при внезапном исчезновении давления в системе их питания.

Газодинамические подшипники, иногда называемые самогенерирующими, не требуют управляющей и иной дополнительной обслуживающей аппаратуры и применения страховочных шарикоподшипников, что увеличивает надежность агрегата в целом. Одной из разновидностей газодинамических подшипников являются лепестковые газодинамические подшипники (ЛГП), которые в настоящее время считаются одним из самых перспективных видов высокоскоростных подшипников для турбомашин различного применения. ЛГП не требуют специальной системы смазки и работают за счет окружающего газа с произвольным давлением, ресурс их работы составляет десятки тысяч часов и более. Одним из наиболее важных преимуществ ЛГП является эффективная стабилизация высокоскоростных колебаний ротора за счет внутреннего трения пакета лепестков в зоне их контакта, которое возникает при работе, что увеличивает рассеивание энергии колебаний ротора в пакете.

Лепестковые газодинамические подшипники

В настоящее время известны два основных типа лепестковых газодинамических подшипников – подшипники с подкладными упругими элементами и подшипники с перекрывающимися лепестками.

В лепестковых подшипниках первого типа воздушная пленка, возникающая при вращении ротора, формируется между поверхностью вала и гибкой гладкой поверхностью тонкого металлического лепестка, который опирается на упругий элемент – пружинящую гофрированную ленту или перфорированную пластину. Большой опыт практического изготовления и применения ЛГП с гофрированной лентой [4] (рисунок 3) имеет фирма Miti (Mohawk Innovative Technology, Inc.), являющаяся известным в мире поставщиком таких подшипников. В МКТЭУ фирмы Capstone применяются подшипники с упругим элементом в виде перфорированной пластины с вырезанными выступами [5].

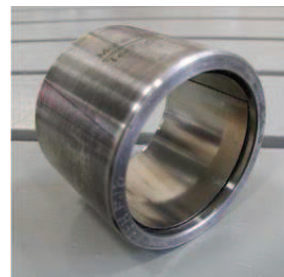
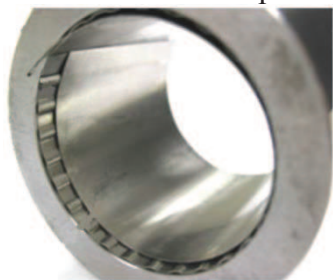


Рисунок 3. Лепестковые подшипники с подкладными упругими элементами

За счет возможности микроскольжения лепестка и податливости упругого элемента

улучшаются демпфирующие свойства подшипника, компенсируются несоосности и температурные деформации. При использовании новых высокотемпературных твердых смазочных покрытий для защиты от износа при запусках и остановах эти подшипники могут работать в широком диапазоне температур от криогенных до $+650^{\circ}\text{C}$. Лепестковые газодинамические подшипники с подкладным упругим элементом имеют большую статическую несущую способность и благодаря этому получили широкое применение в высокоскоростных турбомашинах, работающих в стационарных режимах.

Однако для турбомашин транспортного исполнения важнейшее значение приобретают демпфирующие свойства подшипников, их способность работать в условиях вибрационных и ударных нагрузок. Для такого использования наиболее подходят ЛГП с перекрывающимися лепестками, внешний вид (а) и конструкция (б) которых изображены на рисунке 4.

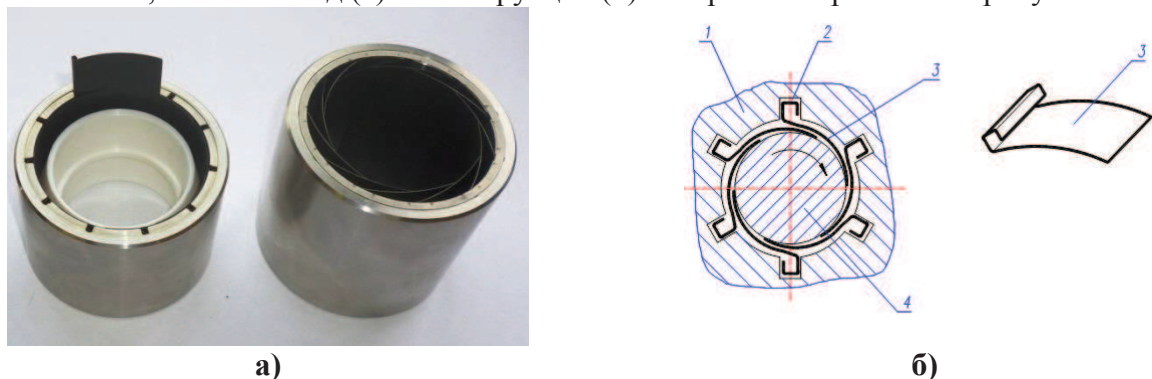


Рисунок 4. Лепестковые газодинамические подшипники с перекрывающимися лепестками конструкции НИУ МЭИ

В основе работы лепесткового газодинамического подшипника с перекрывающимися лепестками лежит эффект повышения давления в многоклиновом зазоре, возникающем при относительном перемещении поверхностей. При вращении ротора воздух (рабочий газ) увлекается в конфузурные зоны между цапфой вала (поз. 4 на рисунке 4б) и лепестками (поз. 3). С увеличением частоты вращения давление в этих зонах возрастает и при частоте вращения, соответствующей возникновению газодинамического клина, становится достаточным для образования несущего газового слоя и полного отделения лепестков от вала. При этом равнодействующая давлений превышает массу ротора, воспринимаемую подшипником, и усилие предварительного натяга лепестков по цапфам вала. Скорость «всплытия» ротора зависит от геометрии подшипникового узла, количества и упругости лепестков и обычно составляет $3 - 10$ м/с. Дальнейшее увеличение частоты вращения приводит к росту толщины газового слоя. Несущая способность лепесткового газодинамического подшипника зависит от профиля газового слоя, формирующегося в соответствии с толщиной, длиной и степенью перекрытия лепестков, рабочими зазорами и режимом работы турбомашин. Отличительной особенностью ЛГП является способность к изменению профиля рабочего зазора в соответствии с режимом работы.

Свободная установка лепестков в продольных пазах (поз. 2 на рисунке 4б) корпуса подшипника (поз. 1), их податливость и малая масса позволяют легко отслеживать колебания ротора, вызываемые дисбалансом или внешними возмущениями. При сближении ротора с лепестком давление в газовом слое увеличивается, поэтому лепесток деформируется. Когда ротор удаляется от лепестка, давление в газовом слое между цапфой и лепестком падает и лепесток приближается к ротору. При этом снижение тангенциальной составляющей реакции газового слоя за счет самоустановки лепестков позволяет успешно подавлять самовозбуждающиеся автоколебания и значительно повышать частоты вращения ротора. Податливость лепестков позволяет подшипнику надежно работать в условиях тепловых деформаций корпусов и при попадании в рабочие зазоры грязи.

Демпфирование колебаний в ЛГП с перекрывающимися лепестками происходит при трении лепестков между собой и корпусом подшипника. Дополнительное демпфирующее действие оказывают газовые слои, расположенные между лепестками и корпусом, а также

гистерезисные силы, возникающие при деформации лепестков. При возникновении колебаний вала лепестки «отслеживают» их, т.е. ротор турбомашин при работе прецессирует в упругом пакете лепестков вместе с несущим газовым слоем. Отсутствие механических контактов между валом и лепестками после образования разделительного газового слоя позволяет реализовать очень высокие относительные скорости на рабочих режимах при обеспечении большого ресурса.

Многочисленные зоны сухого трения, образующиеся при относительном смещении лепестков в процессе их деформирования, рассеивают колебательную энергию вала, обеспечивая его устойчивое вращение.

К недостаткам ЛГП можно отнести наличие сухого трения между цапфой вала и лепестковыми элементами в периоды пуска и останова ротора, что является главной причиной износа лепестков. Для уменьшения этого недостатка и увеличения ресурса ЛГП стремятся к снижению скорости всплывания, уменьшению времени разгона и останова, снижению коэффициента трения контактирующих поверхностей за счет применения специальных покрытий на лепестковых элементах и опорных поверхностях вала. В ходе многолетних работ по разработке и совершенствованию конструкций ЛГП на кафедре «Электротехнические комплексы автономных объектов и электрического транспорта» НИУ МЭИ удалось создать широкую номенклатуру ЛГП для применения в высокоскоростных турбомашин мощностью 0,5 – 200 кВт при частотах вращения роторов 250 – 24 тыс. об/мин [7]. При этом проведенные ускоренные ресурсные испытания турбомашин в объеме 30.000 циклов «пуск – останов» показали, что износ покрытия составил не более 30% толщины слоя, причем износ 20% покрытия пришелся на приработку в период первых 100 циклов.

Разработки ЛГП в НИУ МЭИ

Создание надежных и долговечных лепестковых газодинамических подшипников в НИУ МЭИ стало возможным в результате проведения комплекса научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по исследованию рабочих процессов в ЛГП и их элементах, совершенствованию технологии их изготовления, подбору износостойких и антифрикционных материалов и покрытий.

ЛГП – один из наиболее трудных для теоретического анализа объектов, с которыми приходится иметь дело в задачах газовой смазки. Особенность расчета этих подшипников состоит в необходимости совместного решения классического для теории газовой смазки уравнения Рейнольдса и уравнений упругих деформаций лепестков, возникающих под действием распределенных в газовом слое давлений. В свою очередь распределение поля давлений определяется геометрией зазора, формируемой лепестками в результате деформаций. При работе турбомашин в режимах пуска-останова, характеризующихся сухим трением и интенсивным выделением тепла, задача расчета ЛГП ещё более усложняется, так её нельзя считать изотермической, и система дифференциальных уравнений, описывающая работу системы, должна дополняться уравнениями термодинамики.

Применительно к ЛГП уравнение Рейнольдса, которое получается из системы уравнений Навье-Стокса, описывающей динамику вязкого газа, записывается с учётом ряда допущений. Уравнения движения газа дополняют уравнение неразрывности и уравнение состояния газа. Если представить совокупность уравнений Навье-Стокса как одно векторное уравнение, то исходная система в обычных обозначениях векторного анализа примет вид:

$$\begin{cases} \rho \left[\frac{\partial u}{\partial t} + (u g_{rad}) u \right] = -g_{rad} p + \mu \left(\Delta u + \frac{1}{3} g_{rad} \operatorname{div}(u) \right); \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho u) = 0; \\ \frac{p}{\rho} = \Re T; \end{cases}$$

здесь: t – время, \mathbf{u} – вектор скорости газа, p , ρ , T , μ – его давление, плотность, абсолютная температура и вязкость, \mathcal{R} – универсальная газовая постоянная.

Между распределением давления в смазочном зазоре и формой, принимаемой упругим лепестком, существует сложная взаимозависимость. Для определения распределения давления в смазочном зазоре необходимо определить закон изменения толщины газового слоя h , а следовательно, форму лепестка. В свою очередь, форма лепестка, представляющего из себя упругую мембрану, зависит от распределения давления на ее поверхности.

Для определения деформации лепестка в поперечном направлении используется уравнение, которое в безразмерной форме имеет вид:

$$\frac{\partial^4 w}{\partial z^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial z^2 \partial \varphi^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial \varphi^4} = \frac{p_a r_L^4}{h_0 D} p(z, \varphi),$$

где: w – прогиб, отсчитываемый в направлении увеличения радиальной координаты, в качестве масштаба которого принята величина h_0 ; E – модуль упругости; ν – коэффициент Пуассона; $D = \frac{E \delta^3}{12(1-\nu^2)}$ – коэффициент.

Один конец лепестка считается заделанным жестко, другой – контактирует с соседним лепестком. Прогиб лепестка ограничивается поверхностью втулки подшипника. Эти три положения формулируют граничные условия для уравнения. Решение задачи ищется с помощью итерационного процесса [8].

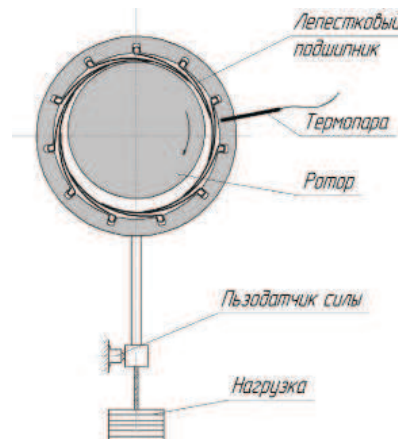
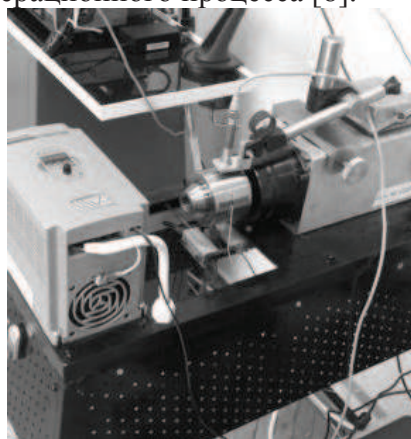


Рисунок 5. Стенд для испытаний радиальных лепестковых подшипников

Расчет параметров лепестковых подшипников при плоской одномерной постановке задачи дает результат с большими погрешностями. Исследование работы ЛГП в двух- и трёхмерной постановке, а также с учетом неизотермичности является весьма трудоёмким процессом, при этом, как правило, затруднительно выполнить оценку полученных результатов ввиду отсутствия доступных данных о параметрах реальных подшипников. В связи с этим проектирование ЛГП ведётся эвристическими методами с использованием данных экспериментальных исследований, анализ результатов которых позволяет разработчикам судить о корректности выбранных технических и технологических решений.

На рисунке 5 показана установка для исследования характеристик радиальных ЛГП (НИУ МЭИ).

Каталог ЛГП, поставляемых НИУ МЭИ, представлен в таблице 1, на рисунке 6 приведены их фотографии.

Таблица 1

Тип	Диаметр ротора, мм	Длина, мм	Число лепестков	Рабочая частота вращения, тыс.об/мин	Статическая несущая способность, Н	
					classic	forced*
FGB11	10,5	13	4	364	2	-

FGB16	15,5	18	5	247	4	-
FGB20	19,5	24	6	196	7	-
FGB30	30	34	6	127	15	-
FGB40	39	44	7	98	25	42
FGB50	50	54	9	76	40	66
FGB61	61	70	11	63	75	105
FGB67	67	70	12	57	83	115
FGB74	74	70	13	52	91	127
FGB80	80	70	14	48	99	137
FGB84	84	85	14	46	126	175
FGB103	103	70	18	37	-	177
FGB126	126	120	22	30	-	371

* forced – конструкция ЛГП с дополнительными упругими элементами

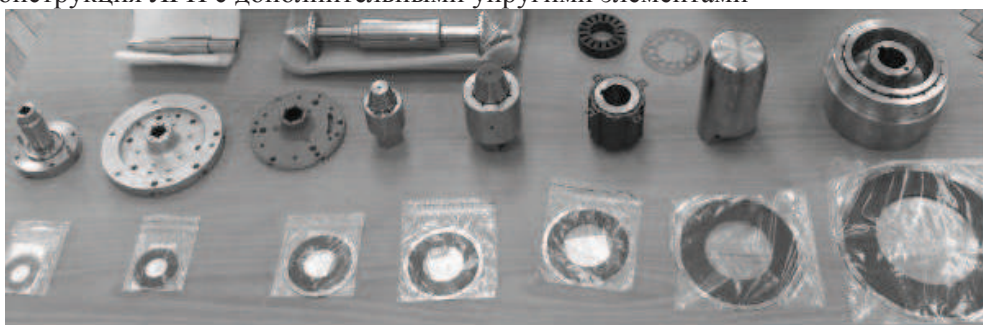


Рисунок 6. Лепестковые газодинамические подшипники НИУ МЭИ

Заключение

На основе анализа существующих технических решений МКТЭУ мощностью до 200 кВт можно сделать следующие выводы.

1. Преобразование энергии МКТЭУ происходит в тепломеханическом преобразователе – высокоскоростной электротурбомашине, которая является важнейшим функциональным элементом МКТЭУ.
2. В качестве опор роторов МКТЭУ целесообразно использовать лепестковые газодинамические опоры.
3. В НИУ МЭИ накоплен большой научный и производственный опыт по разработке ЛГП с перекрывающимися лепестками, позволяющий производить мелкие партии ЛГП для турбомашин мощностью 0,5 – 300 кВт при частоте вращения 360 – 24 тыс. об/мин.

Литература

1. DOE developing technology base for advanced microturbine designs / Gas Turbine World, - 2001, № 4. – С. 30-33.
2. Воронин Г.И. Системы кондиционирования воздуха на летательных аппаратах. М.: Машиностроение. 1973. 444с.
3. NovaGlide™ High Temperature Magnetic Bearings. http://www.synchrony.com/support/documents/090109_NovaGlide.pdf.
4. <http://gasturbinespower.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1739484>
5. <http://www.slideshare.net/Murbine/green-sustainable-microturbines-presentation-855560>
6. Опыт разработки высокоскоростных электротурбомашин на кафедре ЭКАО МЭИ. / Румянцев М.Ю., Захарова Н.Е., Сигачев С.И. // Вестник Московского Энергетического Института. М.: Изд-во МЭИ, 2007. № 3. с. 45-50.
7. Применение высокоскоростных электротурбомашин малой мощности на летательных аппаратах / Н.Е.Захарова, М.Ю.Румянцев, С.И.Сигачев, А.В.Сизякин. // Материалы Всероссийской научно-технической конференции «X Научные чтения, посвященные памяти

Н.Е. Жуковского» / Сборник докладов. – М.: Издательский дом Академии имени Н.Е.Жуковского, 2013. С. 307-312.

8. Левина Г.А., Бояршинова А.К. Решение упругогидродинамических задач и анализ нагрузочных характеристик лепесткового газодинамического подпятника с профилированными лепестками // Машиноведение.- 1989.- № 5.- С. 88-94.

Анализ результатов исследования колебаний рабочих колес турбомашин

с.н.с. Селезнев В.Г., к.т.н. доц. Ильинская О.И., к.т.н. проф. Павлов Ю.И.
ФГУП ЦИАМ им.П.И.Баранова, РГТУ МАТИ им. К.Э. Циолковского
8 (495) 915-56-79 ,*madam.ilinskaya@yandex.ru*

Аннотация. Работа относится к области поузловой доводки узлов и деталей турбомашин. Авторами решалась задача повышения достоверности результатов тензометрирования рабочих колес. Предлагается методология трактовки результатов испытаний рабочих колёс турбомашин с использованием метода голографической интерферометрии, позволяющего получать практически полную информацию о формах и частотах колебаний любого колеса при отсутствии вращения. Приведен пример взаимодействия вынужденных колебаний и автоколебаний рабочего колеса в системе двигателя.

Ключевые слова: формы колебаний, вынужденные колебания, автоколебания, уравнение Ван дер Поля, спектральный анализ, голографическая интерферометрия.

Введение

Исследование колебаний рабочих колес турбомашин является одной из важных задач при решении проблем обеспечения вибрационной прочности этих наиболее напряженных элементов компрессоров и турбин.

Известно, что нагружение, а следовательно, и прочность элементов рабочего колеса (РК) при его работе зависят от аэродинамических и центробежных сил, однако реакция колеса на их действие обуславливается его конструкцией, которая в конечном итоге реализуется в виде форм и частот колебаний, которые могут или нет возбуждаться под действием этих сил. Имея изначально амплитудно-частотные характеристики РК в виде картин форм колебаний с соответствующими им частотами, а затем и данные тензометрирования этого колеса, можно провести анализ его работы с учетом знаний форм и частот колебаний, полученных ранее.

Как известно, основными характеристиками любого колебательного процесса являются амплитуда, частота и фаза. Если имеют место два гармонических движения с одинаковой частотой, то речь идет о разности фаз. Вид колебательного движения или форму колебаний применительно к рабочему колесу можно представить либо по распределению амплитуд перемещений, либо по распределению сдвигов фаз между двумя любыми точками на его поверхности. Уже на данном этапе рассмотрения колебательных движений очевидно, что наиболее информативным является распределение амплитуд перемещений, поскольку имеющиеся в настоящее время оптические методы, такие как голографическая интерферометрия и лазерная виброметрия, позволяют зафиксировать форму колебаний всей поверхности колеса. Однако такое представление оказалось непригодным для определения форм колебаний вращающихся колес турбомашин. Поэтому для определения форм колебаний в этом случае стали использовать фазовый метод, согласно которому форма колебаний с n -узловыми диаметрами определяется через разность фаз и количество лопаток рабочего колеса R .

Однако через некоторое время обнаружилось, что «по-прежнему существуют серьезные трудности в идентификации типа колебаний колес турбомашин, работающих в натуральных условиях» [1]. Следует отметить, что проблема идентификации типа и формы колебаний с помощью фазового метода не решена до сих пор. Если получение формы колебаний, напри-