

УДК 621.822

## ПОВЫШЕНИЕ СТАБИЛЬНОСТИ РАБОТЫ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Хвостиков А.С.

ФГБОУ ВО «Комсомольский-на-Амуре государственный университет»,  
Комсомольск-на-Амуре, e-mail: knastu@list.ru

Повышение виброустойчивости элементов машин – основа обеспечения надежности и работоспособности. Газовые турбины, работающие на высоких частотах вращения, испытывают высокие вибрационные нагрузки. Обеспечение стабильности работы является важной научной проблемой. В статье проведен анализ работы подшипников качения и гидродинамических масляных подшипников. Выяснено, что ни один из указанных видов опор не может в полной мере обеспечить вибрационную надежность работы газовых опор. Анализ решений, применяемых в настоящее время для повышения виброустойчивости опор, позволил выявить два направления – газостатические и магнитные опоры. Основным недостатком газовых опор – низкая несущая способность. Основным недостатком магнитных опор – высокая сложность и большие размеры системы управления. Все эти недостатки могут быть решены созданием разработанных в Комсомольском-на-Амуре университете комбинированных газоманнитных опор, в которых совмещаются преимущества газовых и магнитных опор. Газоманнитные опоры с относительно простой системой управления имеют несущую способность, практически вдвое превышающую показатели аналогичных газовых опор. Анализ конструкции газотурбинных двигателей и технологических возможностей газоманнитных опор позволяет сделать вывод о возможности внедрения газоманнитных опор в составе высокоскоростных газотурбинных двигателей большей мощности с сохранением размеров ротора.

**Ключевые слова:** газоманнитные опоры, газовые турбины, стабильность работы, вибрация, ротор

## IMPROVING THE STABILITY OF HIGH-SPEED GAS TURBINES

Khvostikov A.S.

*Federal State-Financed Educational Institution of Higher Learning  
«Komsomolsk-na-Amure State University», Komsomolsk-na-Amure, e-mail: knastu@list.ru*

Increasing the vibration stability of machine elements is the basis for ensuring reliability and performance. Gas turbines operating at high speeds experience high vibration loads. Ensuring the stability of work is an important scientific problem. The article analyzes the operation of rolling bearings and hydrodynamic oil bearings. It was found that none of these types of bearing can fully ensure the vibration reliability of gas bearings. Analysis of solutions currently used to improve the vibration stability of bearing has revealed two directions-gas-static and magnetic bearings. The main disadvantage of gas bearings is low load-bearing capacity. The main drawback of magnetic poles is the high complexity and large size of the control system. All these disadvantages can be solved by creating combined gas-magnetic bearings, which combine the advantages of gas and magnetic bearings developed at the Komsomol-on-Amur University. Gas-magnetic bearings with a relatively simple control system have a load-bearing capacity almost twice that of similar gas bearings. Analysis of the design of gas turbine engines and the technological capabilities of gas-magnetic bearings allows us to conclude that it is possible to introduce gas-magnetic bearings as part of high-speed gas-turbine engines of greater power while preserving the size of the rotor.

**Keywords:** gas-magnetic bearings, gas turbines, stability, vibration, rotor

Применение высокоскоростных роторных систем в современном машиностроении находит всё более обширные области применения. С повышением частоты вращения ротора повышается производительность, точность, другие эксплуатационные характеристики. Особое место в списке высокоскоростных машин занимают газовые турбины. Эффективность работы турбины определяется перепадом давления в лопаточной части турбины. Перепад давления определяет скорости течения газов равной окружной скорости лопаток. Повышение частоты вращения турбины позволяет значительно снизить диаметр лопаточной части. С повышением частоты увеличивается эффективность рабочей машины, приводимой в движение газовой турбиной: генератора, насоса, электрической машины и др.

Высокоскоростные газовые турбины используют в компрессорном оборудовании, на газоперекачивающих станциях, в атомной и малой энергетике, на промышленных предприятиях, в структуре ЖКХ, на гражданском и военном наземном, морском и воздушном транспорте и др.

Высокоскоростные турбины по сравнению с турбинами, работающими на низких частотах, имеют существенный недостаток, выражающийся в росте линейных и вибрационных нагрузок и большем перепаде температур. Нагрузка на подшипники турбины с увеличением частоты вращения растет в квадратичной зависимости  $P_T = D \cdot n^2 / g$ , где  $D$  – дисбаланс ротора (по требованиям к балансировке равный  $5 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м}$ ),  $n$  – частота вращения. Ко всем высокоскоростным газовым турбинам предъявля-

ются высокие требования по надежности их работы. Основные ограничения по надежности связаны именно с обеспечением надежности подшипников, поэтому разработка подшипников, удовлетворяющих требованиям газовых турбин, остается актуальным и перспективным направлением исследования [1].

Сложные условия работы подшипников обусловлены большими окружными скоростями на поверхности скольжения, а также переменными аэродинамическими нагрузками, действующими на роторы и способными при взаимодействии с гидродинамическими силами в подшипнике вызвать недопустимые вибрации турбины. Большие окружные скорости приводят к значительным механическим потерям энергии, что сказывается на общих экономических показателях турбинной установки [2].

Цель исследования: разработать предложения по повышению виброустойчивости опор газотурбинных двигателей, являющихся основным ограничивающим фактором применения стабильности работы.

#### *Выбор опор ротора турбины*

В основном в высокоскоростных турбинах отдается предпочтение охлаждаемым маслом шариковым подшипникам качения и гидродинамическим подшипникам скольжения. Применение подшипников скольжения или качения обуславливается различными условиями работы. Подшипники качения, как и скольжения, в определенных условиях могут в различной степени удовлетворять требованиям, связанных с назначением механизма, условием монтажа и эксплуатации.

Подшипники качения, как и скольжения, в определенных условиях в различной степени могут обеспечивать работоспособность высокоскоростных турбин. Подшипники качения лучше работают при низких скоростях, так как имеют меньшее трение и лучшую нагрузочную способность. Подшипники скольжения, наоборот, показывают лучшие характеристики на высоких частотах. Поэтому в некоторых установках производят совмещение подшипников качения и скольжения.

Активное развитие подшипников скольжения и применение в качестве таких опор керамических, смазываемых жидкой смазкой и др. высокоскоростных подшипников качения не только не позволяют устранить все их недостатки, но и несут усложнение эксплуатации. Так, например, подшипники качения, смазываемые жидкостной смазкой, значительно усложняют конструкцию и обслуживание. Основные недостатки под-

шипников качения – относительно большие радиальные габариты, большое сопротивление вращению при работе на высоких частотах вращения, сложный монтаж, высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам, повышенный шум и снижение надежности работы при больших скоростях из-за возможности разрушения сепаратора от действия центробежных сил [3].

При работе подшипники скольжения требуют постоянного надзора из-за высоких требований к смазыванию и опасности перегрева, так как перерыв в подаче смазочного материала ведет к выходу подшипника из строя. Также к недостаткам относят большой расход смазочного материала, большие потери на трение в режиме пуска [1].

Подшипники качения и жидкостного скольжения имеют низкую надежность, сложны в эксплуатации. Поэтому производители газовых турбин ищут пути повышения надежности опор. Активно в последнее время развивается применение у высокоскоростных турбинных приводов бесконтактных подшипников активных магнитных подвесов [4, 5] и газовых опор [6, 7]. Бесконтактные опоры не имеют контакта поверхностей вала и корпуса, вследствие чего отсутствует трение поверхностей и их изнашивание.

Магнитные подшипники представляют собой управляемое электромагнитное устройство, удерживающее ротор относительно корпуса. Активный магнитный подшипник состоит из двух частей: электромеханической и системы управления. Магнитное поле создают электромагниты, закрепленные на корпусе. Система активного магнитного подвеса имеет сложную и металлоемкую систему управления магнитного сердечника, вызванную внутренней неустойчивостью магнитного поля со значительными силами тока, вызывающую и перегрев подшипника, и, как следствие, выход его из строя, так как требуется мощная система охлаждения. Магнитные подшипники имеют высокие грузоподъемность и механическую прочность, имеется возможность регулирования жесткости и демпфирования подвеса, а также возможность работы при высоких скоростях и в экстремальных средах. Однако при увеличении нагрузки и скорости вращения значительно возрастает сложность системы управления.

Подшипники, использующие в качестве опоры газовые силы, подразделяются на газодинамические и газостатические. У газодинамических подшипников силы, подвешивающие ротор, появляются от инер-

ции газового слоя, у газостатических смазка подается под давлением.

Применение газовых опор ограничивается низкой несущей способностью и, как следствие, возможностью применения только в малоразмерных турбогенераторах. Промышленное внедрение газовых опор в турбогенераторы ограничивается до десятков киловатт. Применение газовых опор, как газостатических, так и газодинамических, в более мощных (более 100 кВт) турбогенераторах невозможно, и приходится переходить либо на активные магнитные подвесы или на гидравлические подшипники и подшипники качения с одновременным кратным снижением частоты вращения и, соответственно, увеличением массогабаритных показателей.

Основной недостаток газовых опор – низкая несущая способность. Это проблема может быть решена созданием разработанных в Комсомольском-на-Амуре университете комбинированных газоманнитных опор, в которых совмещаются преимущества газовых и магнитных опор. Дополнительная магнитная сила к газостатическим опорам позволит значительно расширить область применения бесконтактных опор на крупные газотурбинные комплексы. При этом газовые подшипники могут выступать в роли страховочных, устраняя основные трудности во внедрении активных магнитных подвесов. Совместная работа газовых и магнитных опор позволяет запускать процесс управления магнитными силами только тогда, когда ротор приблизится к опоре более 0,6 от среднего радиального зазора. Снижение требований к системе управления позволяет пользоваться более простыми, без дополнительных функций процессоров или микроконтроллеров. Воздух от газостатических подшипников охлаждает опоры. Совмещение двух видов опор не только не усложняет, но и значительно сокращает размеры комбинированных опор, так как размеры и магнитных сердечников, и блоков управления значительно уменьшаются. Конструкция и принцип действия такой поры подробно описаны в работах [8, 9].

Опора имеет три П-образных магнитопровода, охватывающих газостатический подшипник и размещенных вдоль оси вала. Полюса электромагнитов пространственно раздвинуты на 120 градусов по отношению друг к другу. Положение ротора контролируется вихретоковым датчиком, по сигналу которого управляется магнитная сила. Трехполюсная схема расположения магнитов обеспечивает максимальную возможную площадь полюса.

Конструкция газоманнитной опоры позволяет совместить преимущества как газовых, так и магнитных подшипников. Газовые подшипники, являющиеся самоустанавливающимися, значительно сокращают сложность системы управления. Совместное использование газовых и магнитных сил, поддерживающих ротор, значительно увеличивает несущую способность таких опор и сокращает величину магнитных составляющих сил подшипников [10].

Комбинация газовых и магнитных сил позволяет получить новые положительные качества, существенные для высокоскоростных опор: снижение виброакустической активности, повышение динамической устойчивости роторной системы, уменьшение габаритов, уменьшение удельной материалоемкости и энергоемкости, упрощение конструкции и технологии её изготовления, хорошую конструктивную встраиваемость, высокую надежность.

#### Материалы и методы исследования

Для подтверждения возможности применения газоманнитных подшипников в высокоскоростных генераторах была разработана математическая модель, подтвержденная экспериментальными исследованиями несущей способности. Математическая модель и экспериментальный стенд подробно описаны в работе [9]. Экспериментальные исследования проводились на специально разработанном стенде. Ротор, опирающийся на два газостатических подшипника, приводится во вращение от турбопривода. По центру располагается нагружаемый исследуемый газоманнитный подшипник с активной магнитной стабилизацией.

#### Результаты исследования и их обсуждение

На рис. 1 представлены результаты сравнения математического моделирования и экспериментального исследования газоманнитных подшипников. Результаты исследования показывают адекватность разработанной математической модели. Газоманнитные опоры значительно превышают по своим нагрузочным характеристикам как газовые, так и активные магнитные подвесы [9].

При этом система управления газоманнитными подшипниками значительно проще по сравнению с магнитными подшипниками. Вместо системы занимающей несколько шкафов с охлаждаемыми электронными блоками необходима система управления в виде небольшой платы (рис. 2).

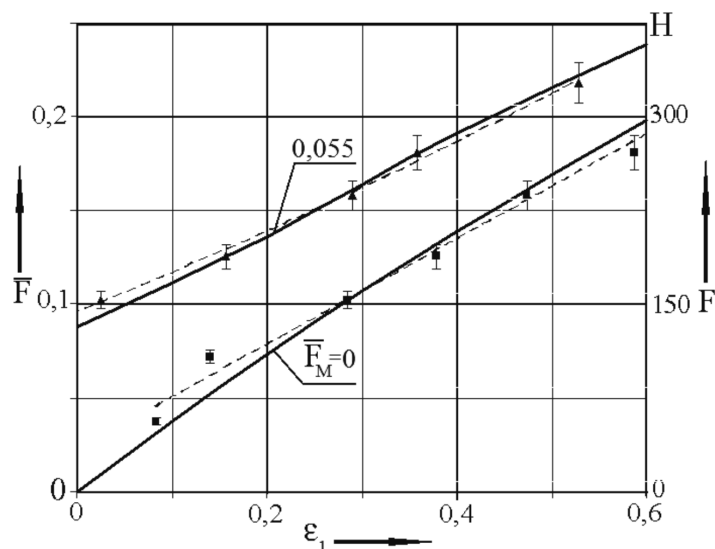


Рис. 1. Зависимости относительной нагрузки  $\bar{F}$  (нагрузки  $F$ ) от относительного эксцентриситета  $\epsilon$ : — теория; - - опыт;  $s p = 1/5$ ,  $\Lambda = 0,096$



Рис. 2. Опытный образец платы силового преобразователя

Экспериментальные исследования позволяют сделать вывод, что использование газоманитной опоры с активным управлением позволяет в номинальном режиме повысить точность вращения ротора в 9,6 раз и увеличить несущую способность на 22 % (рис. 3) [10].

Для оценки работы ротора на газоманитной опоре была введена относительная нагрузка на подшипник

$$\bar{F} = F / [(p_s - p_a) \cdot L \cdot D],$$

где  $p_s - p_a$  — разница давлений в центре и на периферии подшипника, Па,  $L$ ,  $D$  — длина и внутренний диаметр переднего подшип-

ника, м. Введение параметра относительной нагрузки позволяет по проведенным исследованиям и математическим моделированиям производить оценку нагружающей способности таких опор.

Согласно данным [1], на опоры ротора свободной турбины авиационного газотурбинного двигателя НК-12 требуется выдерживать нагрузки  $R_A = 7363 \text{ Н}$  и  $R_B = 4081 \text{ Н}$ . Согласно руководству технической эксплуатации двигателя НК-12 СТ определены характеристики размеров опор и рассчитаны характеристики относительной нагрузки на опору при подаче давления в газовую часть с отбора воздуха от компрессора на собственные нужды  $2 \text{ кгс/см}^2$ .



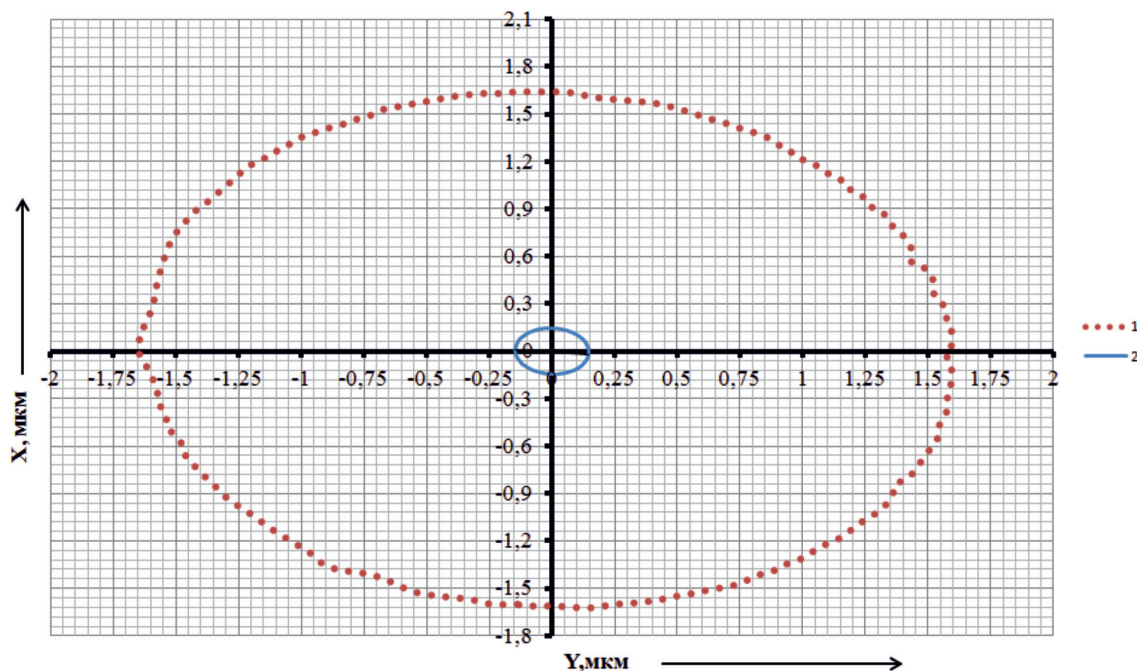


Рис. 3. Аттрактор оси вала в опоре при скорости вращения  $n = 6200 \text{ мин}^{-1}$  и относительном эксцентриситете 0,6: 1 – газомангнитной опоры без магнитной тяги, 2 – газомангнитной опоры с активным управлением магнитной тягой

### Выводы

Полученные величины относительной нагрузки 0,23 говорят о возможности внедрения газомангнитных опор в конструкцию газотурбинного двигателя большей мощности с сохранением размеров ротора.

### Список литературы

1. Чаадаев К.Н., Новиков Д.К. Выбор оптимальных подшипников для ротора свободной турбины // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2009. Т. 11. № 5. С. 164–169.
2. Дроконов А.М., Осипов А.В., Бирюков А.В. Подшипники турбинных установок: учебное пособие. Брянск: БГТУ, 2009. 103 с.
3. Кунина П.С., Величко Е.И., Нижник А.Е., Музыкантова А.В., Абесоло М. Анализ дефектов опорных элементов газоперекачивающих агрегатов компрессорных станций магистральных газопроводов // Территория Нефтегаз. 2006. № 4. С. 68–74.
4. Кодочин Н.Г., Дмитриев С.М., Друмов И.В. Исследование электромагнитного подвеса ротора турбомашин ядерной энергетической установки с высокотемпературным газоохлаждаемым реактором и газотурбинным

циклом // Известия высших учебных заведений. Ядерная энергетика. 2011. № 4. С. 104–112.

5. Кравцов Д.В., Кочетов Д.А., Пошелюзный А.Н. Магнитный подвес ОДК-ГТ – в России // Газовая промышленность. 2014. № 8. С. 46–47.

6. Власов С.М. Промысловая энергетика: обзор микротурбинных решений // Деловой журнал Neftegaz.ru. 2014. № 1–2. С. 20–23.

7. Дидов В.В., Сереев В.Д. Разработка научных основ создания мощных газотурбинных установок замкнутого цикла и генераторов на подшипниках с гелиевой смазкой // Вестник Инженерной школы Дальневосточного федерального университета. 2013. № 2. С. 94–97.

8. Космынин А.В., Щетинин В.С., Хвостиков А.С., Иванова Н.А., Смирнов А.В. Применение газомангнитных опор в высокоскоростных роторных системах // Морские интеллектуальные технологии. 2014. № 1–1 (23). С. 71–73.

9. Космынин А.В., Щетинин В.С., Иванова Н.А., Смирнов А.В., Хвостиков А.С. Газомангнитные опоры высокоскоростных роторных систем: моногр. Комсомольск-на-Амуре: ФГБОУ ВПО КнАГТУ, 2013. 131 с.

10. Космынин А.В., Ульянов А.В., Щетинин В.С., Смирнов А.В., Хвостиков А.С. Управление работой газомангнитной опоры. Комсомольск-на-Амуре: ФГБОУ ВО КнАГТУ, 2018. 128 с.