

МЕТОДЫ РАСЧЕТА И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК БЕСКОНТАКТНЫХ ОПОР ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ РОТОРНЫХ СИСТЕМ

С.Д. Ваулин, В.Б. Федоров, А.В. Федоров

Рассмотрены основные типы бесконтактных опор высокоскоростных роторных систем: принцип работы, их преимущества и недостатки, применение. В настоящее время наиболее распространены следующие типы бесконтактных опор: электромагнитные опоры, опоры на постоянных магнитах, газостатические, газодинамические и гибридные. Рассмотрены теоретические и практические методы их исследования. Отмечена высокая сложность классического теоретического расчета, основанного на совместном решении уравнений газовой динамики и механики, что приводит к невозможности аналитического решения и, соответственно, требует использования численных методов. Это, в свою очередь, вводит дополнительную погрешность уже на этапе расчета в дополнение к неизбежным допущениям в исходных уравнениях. В конечном итоге такой расчет можно использовать как оценочный и требующий обязательной экспериментальной проверки, в результате чего процесс проектирования бесконтактной опоры становится итерационным и, соответственно, дорогостоящим. Стоит отметить, что даже при незначительной разнице в характеристиках высокоскоростных роторных систем, такой проектировочный цикл требуется для каждой. На основании анализа публикаций предложен способ упрощения данной проблемы и намечены пути дальнейших исследований.

Ключевые слова: бесконтактные опоры, роторные системы, теоретические методы, экспериментальные методы.

Увеличение частоты вращения роторов различных систем приводит к проблемам обеспечения работоспособности традиционных опор – шарико-роликовых подшипников. Тепловые потери на трение крайне высоки, что требует введения в роторную систему системы охлаждения повышенной мощности и делает систему сложной и дорогой в эксплуатации. Решить эти проблемы можно, перейдя на бесконтактные подшипники, например газовые или магнитные.

Рассмотрим магнитные подшипники. Принцип действия этих подшипников основан на принципе магнитной левитации. По способу формирования несущего слоя их делят на электромагнитные – подъемная сила создается переменным электромагнитным полем – и подшипники на постоянных магнитах – подъемная сила создается за счет постоянного магнитного поля.

Главное преимущество таких подшипников – полное отсутствие механического трения между валом и корпусом подшипника, к недостаткам же можно отнести повышенные вибрации ротора за счет неравномерности магнитного поля, создаваемого многополюсным магнитом, что может привести к резонансу на определенных частотах вращения; массивность электромагнитного подшипника за счет электрических обмоток, необходимость в блоке управления, а также повышенные требования к надежности и безотказности работы этого блока и электропитания системы, поскольку в случае аварийного отключения магнитное поле ослабляется и опора перестает быть несущей, что приводит к механическому контакту ротора и корпуса подшипника, и устройство неизбежно выходит из строя.

Рассмотрим газовые подшипники. По способу формирования несущего слоя газовые подшипники делят на газостатические – подъемная сила создается внешним источником воздуха, подаваемого под избыточным давлением; газодинамические – подъемная сила создается за счет взаимодействия движущихся частей вала и подшипника с вязким слоем воздуха; гибридные – используются оба метода.

Преимущество газостатических подшипников в том, что в них полностью исключается физический контакт движущегося вала и корпуса подшипника, что обеспечивает высокий ресурс, не зависящий от числа стартов и торможений роторной системы. К недостаткам такой опоры можно отнести необходимость наличия системы подачи сжатого воздуха, что увеличивает сложность

Расчет и конструирование

роторной системы в целом, кроме того, работоспособность и целостность роторной системы напрямую зависят от безотказности системы подачи воздуха, поскольку в случае выхода ее из строя опора перестает быть несущей, что приводит к контакту ротора с корпусом подшипника, и устройство неизбежно выходит из строя.

Системы с газодинамическими подшипниками лишены системы подачи сжатого воздуха, что облегчает систему в целом и повышает ее надежность, их несущая способность тем больше, чем выше частота вращения ротора. Однако конструкции таких опор сложны в изготовлении сами по себе. Также ресурс газодинамических опор много ниже газостатических, поскольку на период разгона и торможения ротора происходит физический контакт ротора и лепестков (или сегментов) подшипника, что приводит к износу антифрикционного покрытия подшипника.

Гибридные подшипники работают по принципу газостатических в период разгона и торможения ротора, затем подача сжатого воздуха отключается, и они работают по принципу газодинамических подшипников. Таким образом, исключается ряд критических недостатков как статических, так и динамических подшипников, а именно: отсутствует физический контакт ротора и корпуса подшипника, в то же время аварийная неисправность системы подачи сжатого воздуха не приводит к поломке устройства в целом.

С инженерной точки зрения, при проектировании газового подшипника наиболее важно определить его несущую способность и минимальный зазор между ротором и корпусом подшипника. Достигается это двумя способами: теоретическим расчетом и экспериментальным испытанием. Причем как показывает практика, ряд допущений, неизбежно присутствующий в расчетах, в совокупности с технологическими погрешностями на изготовление подшипника и роторной системы в целом и т. д. приводит к несоответствию реальных характеристик подшипника расчетным, погрешность не позволяет в полной мере полагаться на результаты расчета, и требует обязательной экспериментальной проверки, в результате чего процесс проектирования газового подшипника является итерационным.

Теоретический расчет основан на выборе математической модели подшипника. Например, в [2] предлагается модель, в основе которой положено совместное решение уравнений:

- Рейнольдса:

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\rho h^3}{\mu K_\theta} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\mu K_z} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\omega \frac{\partial(p h)}{\partial \theta}; \quad (1)$$

- баланса энергий:

$$\frac{\rho}{R} \cdot \left(\frac{\omega R^2 h}{2} - \frac{h^3}{12\mu K_\theta} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) \cdot \left(\frac{\partial I}{\partial p} \frac{\partial p}{\partial \theta} + C_p \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) - \frac{\rho h^3}{12\mu K_z} \frac{\partial p}{\partial z} \cdot \left(\frac{\partial I}{\partial p} \frac{\partial p}{\partial z} + C_p \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{\omega h}{2} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \frac{(\omega R)^2}{h} \mu K_\theta; \quad (2)$$

- зависимостей для расчета упругих деформаций лепестка и гофра под действием газодинамического давления:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} + \frac{1-v}{2R^2} \frac{\partial^2 u}{\partial \theta^2} + \frac{1+v}{2R} \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial z \partial \theta} + \frac{v}{R} \frac{\partial w}{\partial z} = 0; \\ \frac{1+v}{2R} \frac{\partial^2 u}{\partial z \partial \theta} + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial \theta^2} + \frac{1-v}{2} \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial z^2} + \frac{1}{R^2} \frac{\partial w}{\partial \theta} = \frac{1-v^2}{E\delta} p_\tau(\theta, z); \\ \frac{v}{R} \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{1}{R^2} \frac{\partial \vartheta}{\partial \theta} + \frac{w}{R^2} + \frac{k_1}{R} \left(R^3 \frac{\partial^4 w}{\partial z^4} + 2R \frac{\partial^4 w}{\partial z^2 \partial \theta^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial^4 w}{\partial \theta^4} \right) = -\frac{1-v^2}{E\delta} p(\theta, z), \end{cases} \quad (3)$$

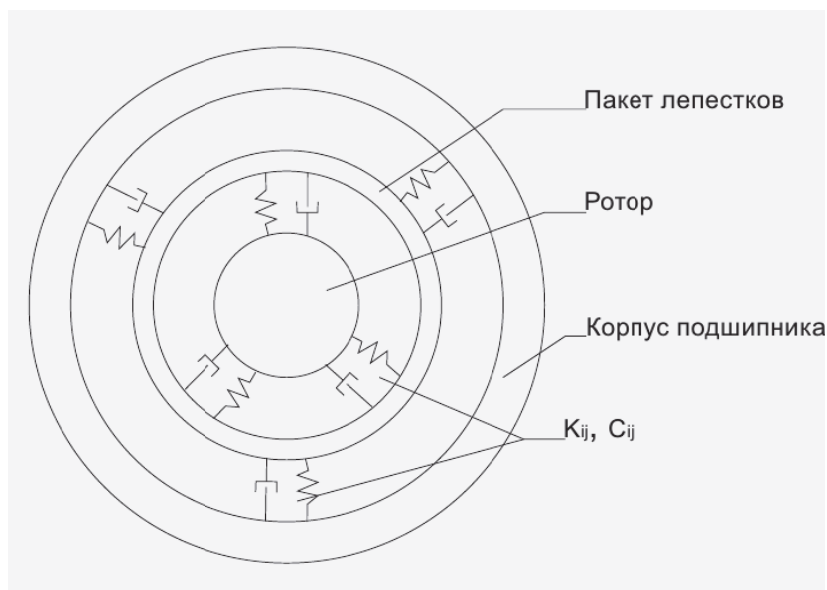
где R – внутренний радиус подшипника; h – радиальный зазор; μ – вязкость; ω – угловая скорость; $p_\tau(\theta, z)$ – касательное контактное усилие; $p(\theta, z)$ – нормальное контактное усилие.

В зависимости от конкретных условий эксплуатации, исполнения подшипника (лепестковый или сегментный), выбранных допущений, уравнения могут добавляться, усложняться или упрощаться, однако сложность поставленной задачи в любом случае не допускает ее аналитического решения и требует применения численных методов.

В [7, 9, 10] предлагается упрощенная модель, в которой уходят от расчетов газовой динамики, и рассматривают газовый слой и упругий лепесток как совокупность жесткостно-демпферных систем (см. рисунок) и определение параметров подшипника сводится непосредственно к определению матрицы коэффициентов жесткости и вязкости (демпфирования). Для этого роторную систему можно рассматривать как систему с шестью степенями свободы (3 поступательных и 3 угловых) и использовать уравнение динамики [12]:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}} - \frac{\partial L}{\partial q} = F, \quad (4)$$

где L – Лагранжиан, q – обобщенная координата; F – внешние силы.



Схематическая модель системы ротор-подшипник

Решение такой задачи перестает быть смешанной, она не содержит в себе совокупность теорий газа и механики, что значительно упрощает математическую модель и делает эту модель более удобной для инженерных расчетов.

Таким образом, для инженерных расчетов предлагается сосредоточить внимание на натурных испытаниях, используя упрощенную математическую модель для оценочного расчета бесконтактной опоры. Затем по полученным результатам изготовить подшипник, а также еще ряд подшипников с определенными изменениями в параметрах, влияющих на их несущую способность, например, число лепестков, их толщина, длина и т. д. Определение того, какие именно параметры целесообразно изменять, является задачей дальнейшего исследования. После этого предлагается провести экспериментальные испытания подшипников при различных режимах функционирования. На основании полученных экспериментальных данных строятся эмпирические зависимости, которые могут быть использованы как для уточнения параметров математической модели, так и для непосредственно практического использования. Основной задачей исследования является создание стенда для экспериментального определения кинематических, динамических, жесткостных и демпфирующих характеристик бесконтактных опор по приведенным выше схемам.

Работа выполнялась при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках комплексного проекта «Создание производства модельного ряда микротурбинных энергоустановок нового поколения» по договору № 02.G25.31.0078 от 23.05.2013 г. между Министерством образования и науки Российской Федерации и Открытым акционерным обществом «Специальное конструкторское бюро «Турбина» в кооперации с головным исполнителем НИОКТР – Федеральным государственным бюджетным образовательным учреждением высшего профессионального образования «Южно-Уральский государственный университет» (национальный исследовательский университет).

Литература

1. Применение подшипников на газовой смазке / А.В. Космытин, В.С. Щетинин, А.С. Хвостиков и др. // *Успехи современного естествознания*. – 2012. – № 9. – С. 92–95.
2. Савин, Л.А. Математическая модель и алгоритм расчета лепесткового газодинамического подшипника / Л.А. Савин, А.В. Сытин, Д.И. Федоров // *Известия ОрелГТУ. Серия «Информационные системы и технология»*. – 2007. – № 4-2. – С. 243–250.
3. Левина, Г.А. Численное моделирование и анализ нагрузочных характеристик лепесткового подшипника с газовым слоем / Г.А. Левина, В.В. Дрокин // *Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение»*. – 2011. – Вып. 18. – № 3. – С. 23–30.

4. Экспериментальная установка для исследования характеристик подшипников с газовой смазкой / А.А. Чабанов, Н.А. Гладкова, М.В. Грибниченко, А.В. Куренский // Вестник инженерной школы ДВФУ. – 2013. – № 1. – С. 44–48.

5. Пономарев, Б.А. Проблемы создания ВГТД с ротором на газовых подшипниках / Б.А. Пономарев, В.В. Гаврилов // Вестник Самар. гос. аэрокосмич. ун-та. Серия «Авиационная и ракетно-космическая техника». – 2009. – № 1. – С. 41–55.

6. Меркулов, В.И. К вопросу об инженерной методике расчета лепестковых газодинамических подшипников турбокомпрессоров / В.И. Меркулов, М.Е. Плыкин, А.А. Роженцов // Материалы 77-й международной научно-технической конференции ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров». – 2012. – С. 160–169.

7. Das, A. Sliding mode Approach to control quadrotor using dynamic inversion / A. Das, F.L. Lewis, K. Subbarao // Challenges and paradigms in applied robust control. – 2011. – С. 3–24.

8. Arora, V. Finite element model updating with damping identification / V. Arora // Journal of Sound and Vibration. – 2009. – 324 (3–5). – P. 1111–1123.

9. Arora, V. Identification of dynamic properties of radial air-foil bearings / V. Arora // International Journal of Mechanics and Materials in Design. – 2010. – 6 (4). – P. 305–318.

10. Arora, V. Identification of stiffness and damping characteristics of axial air-foil bearings / V. Arora // International Journal of Mechanics and Materials in Design. – 2011. – 7 (3). – P. 231–243.

11. Hong, D.K. Performance verification of a high speed motor-generator for a microturbine generator / D.K. Hong, D. Joo, B.Ch. Woo // International Journal of Precision Engineering and Manufacturing. – 2013. – 14 (7). – P. 1237–1244.

12. DellaCorte, C. Stiffness and damping coefficient estimation of compliant surface gas bearings for oil-free turbomachinery / C. DellaCorte // Tribology Transactions. – 2011. – № 7. – P. 674–684.

Ваулин Сергей Дмитриевич. Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Двигатели летательных аппаратов», Южно-Уральский государственный университет (Челябинск), s.d.vaulin@susu.ac.ru.

Федоров Виктор Борисович. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Автоматизация механосборочного производства», Южно-Уральский государственный университет (Челябинск), vbf64@mail.ru.

Федоров Артем Викторович. Аспирант кафедры «Автоматизация механосборочного производства», Южно-Уральский государственный университет (Челябинск), freenam@mail.ru.

Поступила в редакцию 27 марта 2014 г.

**Bulletin of the South Ural State University
Series “Mechanical Engineering Industry”
2014, vol. 14, no. 3, pp. 11–15**

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL METHODS FOR DETERMINING CHARACTERISTICS OF PROXIMITY SYSTEMS SUPPORTS HIGH SPEED ROTARY

*S.D. Vaulin, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, s.d.vaulin@susu.ac.ru,
V.B. Fedorov, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, vbf64@mail.ru,
A.V. Fedorov, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, freenam@mail.ru*

The main types of proximity supports high-speed rotary systems: operation, their advantages and disadvantages, application. Currently, the most common types of proximity supports the following: electromagnetic support, support a permanent magnet, gasostatic, gas-dynamic and hybrid. The theoretical and practical methods of their investigation. A high complexity of classical theoretical calculation based on the simul-

taneous solution of equations of gas dynamics and mechanics, which leads to the inability of the analytical solutions and therefore requires the use of numerical methods. This in turn introduces an additional uncertainty in the calculation step has, in addition to unavoidable in the initial assumptions equations. Ultimately, this calculation can be used as an evaluation and requires experimental validation mandatory, whereby the process gas strut design becomes iterative, and therefore costly. It is worth noting that even with a slight difference in the characteristics of high-speed rotary systems, such projecting required for each cycle. Based on the analysis of publications provides a method to simplify the problem and ways of further research.

Keywords: proximity bearing, rotor systems, theoretical methods, experimental methods.

References

1. Kosmytin A.V., Shchetinin V.S., Khvostikov A.S., Ivanova N.A., Kosmytin A.A. [Application of Gas Lubricated Bearings]. *Uspekhi sovremennogo estestvoznaniia* [Successes Contemporary Science], 2012, no. 9, pp. 92–95. (in Russ.)
2. Savin L.A., Sytin A.V., Fedorov D.I. [Mathematical Model and Algorithm of Calculation Multi-Leaf Gas Bearing]. *Izvestiia OrelGTU. Ser. Informatsionnye sistemy i tekhnologii* [Proceedings OrelSTU. Ser. Information Systems and Technology], 2007, no. 4–2, pp. 243–250. (in Russ.)
3. Levina G.A., Drokin V.V. [Numerical Simulation and Analysis of Gas Lubricated Multi-Leaf Journal Bearing Load Characteristics]. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2011, iss. 18, no. 31, pp. 23–30. (in Russ.)
4. Chabanov A.A., Gladkova N.A., Gribnichenko M.V., Kurenskii A.V. [Experimental Setup for Investigating the Characteristics of Gas Lubricated Bearings]. *Vestnik inzhenernoi shkoly DVFU* [Bulletin of the School of Engineering FEFU], 2013, no. 1 (14), pp. 44–48. (in Russ.)
5. Ponomarev B.A., Gavrilov V.V. [Problems Creating HSGTE Rotors on Gas Bearings]. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta. Ser. Avia-tsiionnaia i raketno-kosmicheskaiia tekhnika* [Bulletin of the Samara State Aerospace University. Ser. Aviation and Rocket Space Engineering], 2009, no. 1, pp. 41–55. (in Russ.)
6. Merkulov V.I., Plykin M.E., Rozhentsov A.A. [On the Engineering Method of Calculating Dynamic Multi-Leaf Gas Bearing of Turbochargers]. *Materialy 77-i mezhdunarodnoi nauchno-tekhnicheskoi konferentsii AAI "Avtomobile- i traktorostroenie v Rossii: priority razvitiia i podgotovka kadrov"* [Proc. 77th Int. Sci.-Tech. Conf. AAI "Vehicle and Tractor Construction in Russia: Development Priorities and Training"]. Moscow, 2012, pp. 160–169.
7. Das A., Lewis F.L., Subbarao K. Sliding Mode Approach to Control Quadrotor Using Dynamic Inversion. *Challenges and Paradigms in Applied Robust Control*, 2011, pp. 3–24.
8. Arora V. Finite Element Model Updating with Damping Identification. *Journal of Sound and Vibration*, 2009, vol. 324, no. 3–5, pp. 1111–1123.
9. Arora V. Identification of Dynamic Properties of Radial Air-Foil Bearings. *International Journal of Mechanics and Materials in Design*, 2010, vol. 6, no. 4, pp. 305–318.
10. Arora V. Identification of Stiffness and Damping Characteristics of Axial Air-Foil Bearings. *International Journal of Mechanics and Materials in Design*, 2011, vol. 7, no. 3, pp. 231–243.
11. Hong D.K., Joo D., Woo B.Ch. Performance Verification of a High Speed Motor-Generator for a Microturbine Generator. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 2013, vol. 14, no. 7, pp. 1237–1244.
12. DellaCorte C. Stiffness and Damping Coefficient Estimation of Compliant Surface Gas Bearings for Oil-Free Turbomachinery. *Tribology Transactions*, 2011, vol. 7, pp. 674–684.

Received 27 March 2014