

УДК 621.822.1

doi: 10.18698/0536-1044-2023-10-64-70

Влияние угла установки обоймы лепесткового газодинамического подшипника на его работоспособность

В.В. Волков-Музылёв

Объединенный институт высоких температур РАН

Influence of the foil gas-dynamic bearing installation angle on its performance

V.V. Volkov-Muzylev

Joint Institute for High Temperatures of the Russian Academy of Sciences

Газодинамические подшипники получили широкое распространение в высокоскоростных турбомашинах малой мощности вследствие отсутствия сложной масляной системы, широкого диапазона рабочих температур, низкой стоимости, длительного межремонтного интервала и др. Благодаря таким достоинствам газодинамические подшипники применяют в передовых системах турбомашиностроения, включая аэрокосмическую и энергетическую промышленность. В настоящее время продолжаются разработки и исследования новых перспективных конструкций газодинамических подшипников. Одним из аспектов исследований является изучение работоспособности подшипниковых узлов при нерасчетных режимах. Рассмотрено влияние угла установки обоймы лепесткового газодинамического подшипника на его работоспособность при частоте вращения втулки $24\,000\text{ мин}^{-1}$. Экспериментальное исследование выполнено на подшипниковом стенде, для которого спроектирована и создана специальная обойма, позволяющая создавать момент относительно центра подшипника. В результате исследования оптическим методом получены зависимости угла наклона обоймы и торцевого зазора от изгибающего момента.

Ключевые слова: газодинамический подшипник, лепестковый подшипник, вторичная жесткость, консольные балки, быстроходные установки, турбомшины

Gas-dynamic bearings are widely used in the high-speed low-power turbomachines due to their missing complex oil system, wide range of the operating temperatures, low cost, long overhaul intervals, etc. Due to these reasons, such bearings are introduced in the most advanced turbomachines systems, for example, in the aerospace and energy industries. Currently, design, development and research continues on the new promising gas-dynamic bearings of this type. One of the aspects in such research lies in studying the bearing units performance exposed to the off-design conditions. The paper considers the influence of the gas-dynamic foil bearing cartridge installation angle on its performance with a bearing sleeve rotating at the frequency of $24,000\text{ min}^{-1}$. The experimental study was carried out on a bearing bench, which was supported by a specially designed and created cartridge making it possible to create a moment relative to the bearing center. The study resulted in obtaining dependences of the cartridge inclination angle and the end gaps on the bending moment using the optical method.

Keywords: gas-dynamic bearing, foil bearing, secondary stiffness, cantilever beams, high-speed installations, turbo machines

Лепестковые газодинамические подшипники (ЛГП) получили широкое распространение в быстроходных установках малой мощности, где частота вращения ротора не позволяет применять подшипники качения и подшипники с жидкой смазкой [1, 2]. К таким установкам относятся турбокомпрессоры [3–5], турбодетандеры [6–7], газотурбинные установки [8–10] и др. [11–13].

Достоинствами ЛГП являются такие эксплуатационные качества [14, 15], как использование газа рабочего цикла в качестве смазочного материала (что позволяет отказаться от применения сложных лубрикационных систем), увеличение несущей способности газового слоя с возрастанием скорости вращения роторной системы, низкое трение и тепловыделение и т. д.

Рассмотрим ЛГП с элементами вторичной жесткости [16, 17], включающий в себя пакеты антифрикционных и пружинных пластин с вырезами. Последние определяют геометрические характеристики отдельно стоящих консольных балок, что позволяет добиться переменной жесткости в окружном направлении и повышенной демпфирующей способности ЛГП [18].

Исследуем влияние угла установки обоймы ЛГП (непараллельность осей между обоймой и быстровращающейся втулкой подшипника) на его работоспособность.

Экспериментальный стенд. Исследование выполнено на специальном подшипниковом стенде, представляющем собой сварную раму 1, на которой установлены электропривод, частотный преобразователь, трансмиссия 3, обойма 6 с пакетами пластин и пружин и другое оборудование (рис. 1).

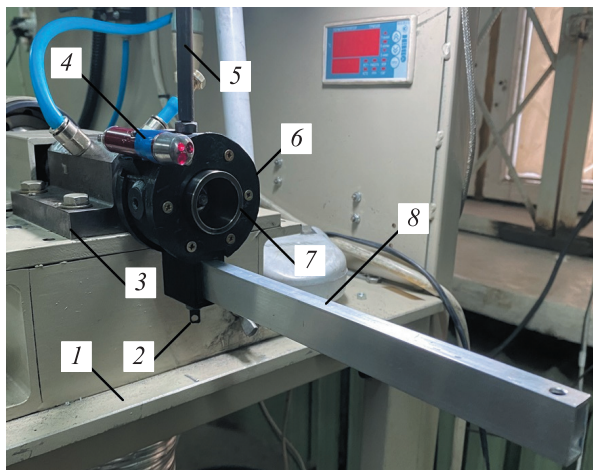


Рис. 1. Внешний вид подшипникового стенда

Частоту вращения ротора стенда, принятую равной $24\,000\text{ мин}^{-1}$, поддерживал частотный преобразователь Hyundai N700E. В качестве электропривода использовали шпиндель ET80-2,5 с максимальным крутящим моментом $0,9\text{ Н}\cdot\text{м}$. Работоспособность ЛГП при постоянной частоте вращения и различных значениях угла наклона обоймы относительно втулки 7 оценивали с помощью динамометра сжатия–расширения МЕГЕОН 03005 (с диапазоном измерения $0,1\dots5,0\text{ Н}$ и разрешением $0,001\text{ Н}$), соединенного с обоймой рычагом 5.

Создание непараллельности осей между обоймой и втулкой ЛГП влияет на газодинамику газового слоя и, соответственно, на газодинамический момент и показания динамометра. Поэтому за критерий несущей способности ЛГП принято возрастание силы на динамометре МЕГЕОН 03005 при неизменном моменте от действия радиальной силы, приложенной на определенном расстоянии вдоль штанги 8, создающей момент относительно центра обоймы.

Для испытаний использовали обойму с опорной поверхностью под пакеты пластин и пружин диаметром $32,6\text{ мм}$. Диаметр втулки составлял $31,68\text{ мм}$, толщина пластин с учетом антифрикционного покрытия — $0,13\text{ мм}$, толщина пружин — $0,125\text{ мм}$, толщина регулировочных пластин — $0,02$ и $0,03\text{ мм}$ при первом и втором испытании соответственно.

Получены следующие конструктивные значения свободного хода комплектов пластин до опорной поверхности обоймы ЛГП:

- в первом испытании

$$\Delta_1 = (32,6 - 31,68 - 2 \cdot 0,13 - 2 \cdot 0,125 - 2 \cdot 0,02) / 2 = 0,185\text{ мм};$$

- во втором испытании

$$\Delta_2 = (32,6 - 31,68 - 2 \cdot 0,13 - 2 \cdot 0,125 - 2 \cdot 0,03) / 2 = 0,175\text{ мм}.$$

Масса, воспринимаемая ЛГП, состоящая из масс обоймы, рычага динамометра, лазерной указки 4 (см. рис. 1), штанги и мерного груза в первом испытании составляла $0,380\text{ кг}$, во втором — $0,510\text{ кг}$.

Экспериментальное исследование. Объектом исследования являлся ЛГП с удельной жесткостью $0,08\text{ Н}/(\text{м}\cdot\text{см}^2)$, состоящий из антифрикционных лепестков и пружин (рис. 2) с вырезанными на них консольными балками (с разными геометрическими характеристиками), пред-

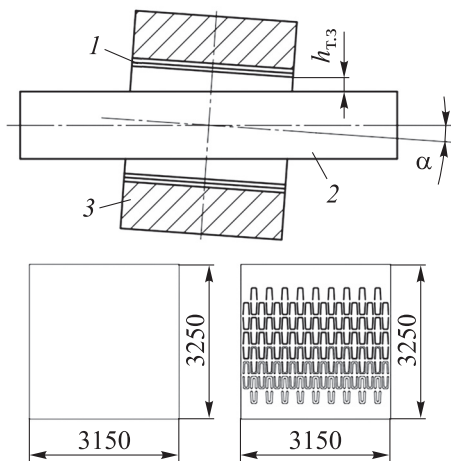


Рис. 2. Схема для определения угла наклона обоймы ЛГП:

1 и 2 — обойма и втулка; 3 — антифрикционные пластины и пружины; α — угол наклона обоймы под действием нагрузки на штангу; $h_{т.з}$ — торцевой зазор, соответствующий текущему значению угла α

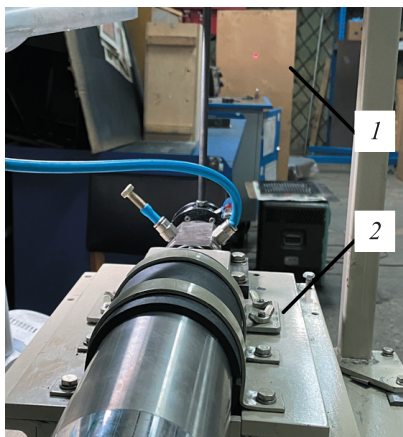


Рис. 3. Фрагмент фиксации изменения угла наклона обоймы ЛГП:
1 — измерительная поверхность;
2 — подшипниковый стэнд

ставляющими собой элементы вторичной жесткости.

Цель работы — определение предельного угла наклона оси обоймы, при котором ЛГП теряет несущую способность.

При нагружении штанги происходило изменение угла наклона обоймы α (см. рис. 2), которое фиксировалось с помощью лазерной указки (см. рис. 1) на перпендикулярной ее лучу измерительной поверхности 1 (рис. 3), находящейся на расстоянии 4820 мм от центра масс обоймы ЛГП. Таким образом, при отклонении лазера по вертикали на 1 мм угол наклона обоймы изменяется примерно на $0,01^\circ$.

Эксперимент выполняли в следующей последовательности:

- разгон ротора до частоты вращения $24\,000\text{ мин}^{-1}$;
- фиксация первоначальной отметки на измерительной поверхности (см. рис. 3) без мерного груза и штанги, нагруженной радиальной силой;
- нагружение обоймы мерным грузом, подвешиваемым с помощью элемента присоединения 2 (см. рис. 1), с последующей фиксацией отклонения от первоначальной отметки и принятием этой точки за нулевую отметку;
- приложение радиальной силы $F_p = 3,6\text{ Н}$ на различном отдалении от центра обоймы вдоль штанги по отметкам $0 \dots 15$ с фиксацией изменения положения лазерного луча на измерительной поверхности (рис. 4);
- определение предельного угла наклона оси обоймы подшипника α , фиксируемого возрастанием силы на динамометре МЕГЕОН 03005, при неизменном моменте от радиальной силы $F_p = 3,6\text{ Н}$.

Таким образом, зная геометрические размеры обоймы подшипника, расстояние от центра обоймы до экрана и поэтапные значения перемещений лазера, можно определить взаимосвязь между значениями торцевого зазора, угла наклона обоймы и изгибающими моментами.

При обработке данных эксперимента необходимо учитывать, что на угол наклона обоймы влияет центр масс штанги, который будет создавать постоянно действующий момент $M_{шт}$.

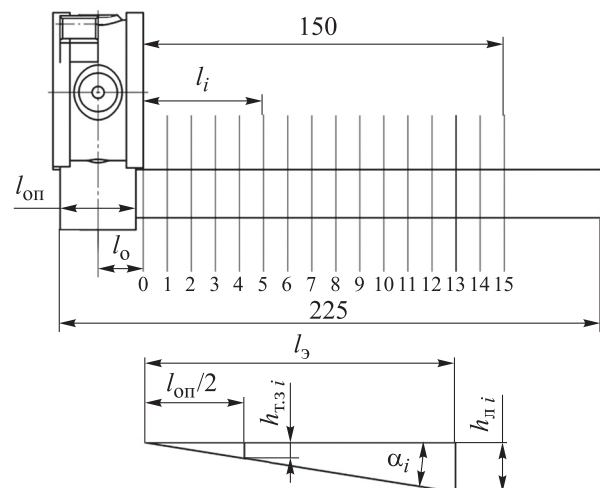


Рис. 4. Схема обоймы ЛГП со штангой и разметкой:

$l_{оп}$ — длина опоры, $l_{оп} = 31,5\text{ мм}$; l_0 — расстояние от центра обоймы до точки 0; l_i — расстояние от l_0 до точки приложения силы F_p ; l_3 — расстояние от центра обоймы до экрана; $l_{оп}/2$ — расстояние от центра обоймы до торца; $l_{л i}$ — расстояние от нулевой отметки до i -й отметки; α_i — угол наклона обоймы в i -й точке нагружения; $h_{т.з i}$ — величина уменьшения торцевого зазора

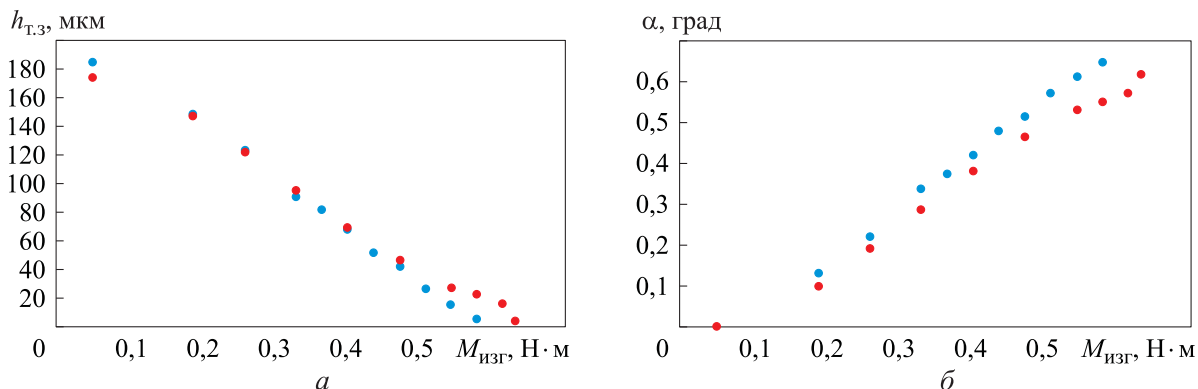


Рис. 5. Зависимости торцевого зазора $h_{т.з}$ (а) и угла наклона обоймы α (б) ЛГП от изгибающего момента $M_{изг}$ при первом (●) и втором (●) испытаниях

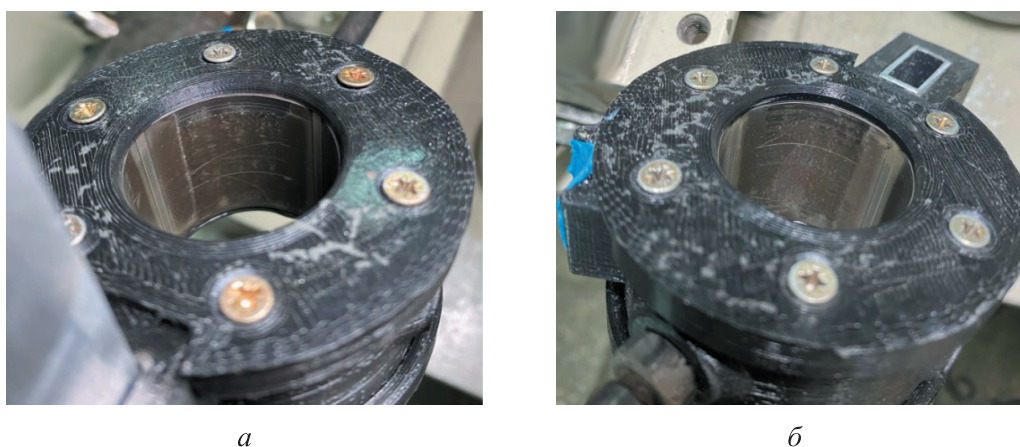


Рис. 6. Результаты осмотра изношенных покрытий антифрикционных пластин: а — передней части обоймы с выходом штанги; б — обратной стороны обоймы

При массе штанги $m_{шт} = 0,04935$ кг и ее длине

$$l_{шт} = (225 - l_0 / 2) / 2 = 0104,6 \text{ мм}$$

действующий момент

$$M_{шт} = 0,04935 \cdot 9,81 \cdot 0,1046 = 0,051 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

В i -й точке нагружения действующий момент определяется выражением

$$M_i = M_{шт} + F_p (l_0 + l_i).$$

Результаты и обсуждение. Полученные оптическим методом зависимости торцевого зазора $h_{т.з}$ и угла наклона обоймы ЛГП от изгибающего момента приведены на рис. 5, а и б.

Как видно из рис. 5, а, ЛГП оставался работоспособным при торцевом зазоре $h_{т.з} < 5$ мкм.

После испытаний ЛГП разбирали и выполняли осмотр антифрикционных пластин. В результате осмотра (рис. 6) выявлены краевые эффекты, связанные с физическим трением втулки

ЛГП об антифрикционные пластины при уменьшении $h_{т.з}$ до определенного значения.

В первом испытании потеря грузоподъемности газового слоя произошла при изгибающем моменте $M_{изг} > 0,58$ Н·м, во втором — при $M_{изг} > 0,63$ Н·м. В первом испытании предельным являлся угол наклона обоймы ЛГП $\alpha > 0,65^\circ$, во втором — $\alpha > 0,62^\circ$.

Выводы

1. Спроектирована обойма ЛГП, позволяющая экспериментально определять допустимый угол ее установки относительно втулки ЛГП, вращающейся с частотой $24\,000 \text{ мин}^{-1}$.

2. С помощью оптического метода получены зависимости угла наклона обоймы и торцевого зазора от изгибающего момента. Установлено, что ЛГП остается работоспособным до появления краевых эффектов, возникающих при угле наклона обоймы более $0,62^\circ$.

Литература

- [1] DellaCorte C. Oil-Free shaft support system rotordynamics: past, present and future challenges and opportunities. *Mech. Syst. Signal Process.*, 2012, vol. 29, pp. 67–76, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2011.07.024>
- [2] Samanta P., Murmu N.C., Khonsari M.M. The evolution of foil bearing technology. *Tribol. Int.*, 2019, vol. 135, pp. 305–323, doi: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.03.021>
- [3] Sim K., Lee Y.-B., Kim T.H. Rotordynamic analysis of an oil-free turbocharger supported on lobed gas foil bearings-predictions versus test data. *Tribol. Trans.*, 2014, vol. 57, no. 6, pp. 1086–1095, doi: <https://doi.org/10.1080/10402004.2014.937885>
- [4] Dellacorte C. Stiffness and damping coefficient estimation of compliant surface gas bearings for oil-free turbomachinery. *Tribol. Trans.*, 2011, vol. 54, no. 4, pp. 674–684, doi: <https://doi.org/10.1080/10402004.2011.589966>
- [5] Howard S.A. Rotordynamics and design methods of an Oil-Free Turbocharger©. *Tribol. Trans.*, 1999, vol. 42, no. 1, pp. 174–179, doi: <https://doi.org/10.1080/10402009908982205>
- [6] Xiong L.Y., Wu G., Hou Y. et al. Development of aerodynamic foil journal bearings for a high speed cryogenic turboexpander. *Cryogenics*, 1997, vol. 37, no. 4, pp. 221–230, doi: [https://doi.org/10.1016/S0011-2275\(97\)00012-X](https://doi.org/10.1016/S0011-2275(97)00012-X)
- [7] Hou Y., Zhu Z., Chen C. Comparative test on two kinds of new compliant foil bearing for small cryogenic turbo-expander. *Cryogenics*, 2004, vol. 44, no. 1, pp. 69–72, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cryogenics.2003.08.002>
- [8] Lubell D., Dellacorte C., Stanford M. Test evolution and oil-free engine experience of a high temperature foil air bearing coating. *Conf. ASME Turbo Expo*, 2006, paper GT2006-90572, pp. 1245–1249, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2006-90572>
- [9] Heshmat H., Walton J.F., DellaCorte C. et al. Oil-free turbocharger demonstration paves way to gas turbine engine applications. *Proc. ASME Turbo Expo*, 2000, paper 2000-GT-0620, doi: <https://doi.org/10.1115/2000-GT-0620>
- [10] Volkov-Muzylev V.V., Beschastnykh V.N., Borisov Y.A. et al. Experimental research of a gas foil journal bearing's performance ability for a high-temperature application. *Advances in the Astronautical Sciences*, 2021, vol. 174, pp. 281–292.
- [11] Walton J.F., Heshmat H., Tomaszewski M.J. Testing of a small turbocharger/turbojet sized simulator rotor supported on foil bearings. *J. Eng. Gas Turbines Power.*, 2008, vol. 130, no. 3, art. 035001, doi: <https://doi.org/10.1115/1.2830855>
- [12] Walton J.F., Tomaszewski M.J., Heshmat H. The role of high performance foil bearings in advanced, oil-free, high-speed motor driven compressors. *Proc. 1st Int. Conf. Fuel Cell Science, Engineering and Technology*, 2003, paper FUELCELL2003-1747, pp. 411–417, doi: <https://doi.org/10.1115/FUELCELL2003-1747>
- [13] Hou Y., Xiong Y., Chen C.Z. Experimental study of a new compliant foil air bearing with elastic support. *Tribol. Trans.*, 2004, vol. 47, no. 2, pp. 308–311, doi: <https://doi.org/10.1080/05698190490440911>
- [14] Agrawal G. Foil air/gas bearing technology — an overview. *Proc. ASME 1997 Int. Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition*, 1997, paper 97-GT-347, doi: <https://doi.org/10.1115/97-GT-347>
- [15] Hou Y., Zhao Q., Guo Y. et al. Application of gas foil bearings in China. *Appl. Sci.*, 2021, vol. 11, no. 13, art. 6210, doi: <https://doi.org/10.3390/app11136210>
- [16] Weissert D.H. *Compliant foil fluid film radial bearing*. Patent US 5915841. Appl. 05.01.1998, publ. 29.06.1999.
- [17] Bosley R.W. *Compliant foil hydrodynamic fluid film radial bearing*. Patent EP 0756672. Appl. 09.03.1995, publ. 24.06.1998.
- [18] Volkov-Muzylev V.V., Borisov Y.A., Pugachuk A.S. et al. Determination of the maximum load capacity of a gas foil journal bearing. *Chem. Petrol. Eng.*, 2021, vol. 57, no. 3, pp. 665–671, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-021-00990-1>

References

- [1] DellaCorte C. Oil-Free shaft support system rotordynamics: past, present and future challenges and opportunities. *Mech. Syst. Signal Process.*, 2012, vol. 29, pp. 67–76, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2011.07.024>
- [2] Samanta P., Murmu N.C., Khonsari M.M. The evolution of foil bearing technology. *Tribol. Int.*, 2019, vol. 135, pp. 305–323, doi: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.03.021>
- [3] Sim K., Lee Y.-B., Kim T.H. Rotordynamic analysis of an oil-free turbocharger supported on lobed gas foil bearings-predictions versus test data. *Tribol. Trans.*, 2014, vol. 57, no. 6, pp. 1086–1095, doi: <https://doi.org/10.1080/10402004.2014.937885>
- [4] Dellacorte C. Stiffness and damping coefficient estimation of compliant surface gas bearings for oil-free turbomachinery. *Tribol. Trans.*, 2011, vol. 54, no. 4, pp. 674–684, doi: <https://doi.org/10.1080/10402004.2011.589966>
- [5] Howard S.A. Rotordynamics and design methods of an Oil-Free Turbocharger©. *Tribol. Trans.*, 1999, vol. 42, no. 1, pp. 174–179, doi: <https://doi.org/10.1080/10402009908982205>
- [6] Xiong L.Y., Wu G., Hou Y. et al. Development of aerodynamic foil journal bearings for a high speed cryogenic turboexpander. *Cryogenics*, 1997, vol. 37, no. 4, pp. 221–230, doi: [https://doi.org/10.1016/S0011-2275\(97\)00012-X](https://doi.org/10.1016/S0011-2275(97)00012-X)
- [7] Hou Y., Zhu Z., Chen C. Comparative test on two kinds of new compliant foil bearing for small cryogenic turbo-expander. *Cryogenics*, 2004, vol. 44, no. 1, pp. 69–72, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cryogenics.2003.08.002>
- [8] Lubell D., Dellacorte C., Stanford M. Test evolution and oil-free engine experience of a high temperature foil air bearing coating. *Conf. ASME Turbo Expo*, 2006, paper GT2006-90572, pp. 1245–1249, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2006-90572>
- [9] Heshmat H., Walton J.F., DellaCorte C. et al. Oil-free turbocharger demonstration paves way to gas turbine engine applications. *Proc. ASME Turbo Expo*, 2000, paper 2000-GT-0620, doi: <https://doi.org/10.1115/2000-GT-0620>
- [10] Volkov-Muzylev V.V., Beschastnykh V.N., Borisov Y.A. et al. Experimental research of a gas foil journal bearing's performance ability for a high-temperature application. *Advances in the Astronautical Sciences*, 2021, vol. 174, pp. 281–292.
- [11] Walton J.F., Heshmat H., Tomaszewski M.J. Testing of a small turbocharger/turbojet sized simulator rotor supported on foil bearings. *J. Eng. Gas Turbines Power.*, 2008, vol. 130, no. 3, art. 035001, doi: <https://doi.org/10.1115/1.2830855>
- [12] Walton J.F., Tomaszewski M.J., Heshmat H. The role of high performance foil bearings in advanced, oil-free, high-speed motor driven compressors. *Proc. 1st Int. Conf. Fuel Cell Science, Engineering and Technology*, 2003, paper FUELCELL2003-1747, pp. 411–417, doi: <https://doi.org/10.1115/FUELCELL2003-1747>
- [13] Hou Y., Xiong Y., Chen C.Z. Experimental study of a new compliant foil air bearing with elastic support. *Tribol. Trans.*, 2004, vol. 47, no. 2, pp. 308–311, doi: <https://doi.org/10.1080/05698190490440911>
- [14] Agrawal G. Foil air/gas bearing technology — an overview. *Proc. ASME 1997 Int. Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition*, 1997, paper 97-GT-347, doi: <https://doi.org/10.1115/97-GT-347>
- [15] Hou Y., Zhao Q., Guo Y. et al. Application of gas foil bearings in China. *Appl. Sci.*, 2021, vol. 11, no. 13, art. 6210, doi: <https://doi.org/10.3390/app11136210>
- [16] Weissert D.H. *Compliant foil fluid film radial bearing*. Patent US 5915841. Appl. 05.01.1998, publ. 29.06.1999.
- [17] Bosley R.W. *Compliant foil hydrodynamic fluid film radial bearing*. Patent EP 0756672. Appl. 09.03.1995, publ. 24.06.1998.
- [18] Volkov-Muzylev V.V., Borisov Y.A., Pugachuk A.S. et al. Determination of the maximum load capacity of a gas foil journal bearing. *Chem. Petrol. Eng.*, 2021, vol. 57, no. 3, pp. 665–671, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-021-00990-1>

Информация об авторе

ВОЛКОВ-МУЗЫЛЁВ Владимир Валерьевич — инженер. Объединенный институт высоких температур РАН (125412, Москва, Российская Федерация, ул. Ижорская, д. 13, стр. 2, e-mail: vladimir_muzylev@mail.ru).

Information about the author

VOLKOV-MUZYLEV Vladimir Valerevich — Engineer. Joint Institute for High Temperatures of Russian Academy of Sciences (125412, Moscow, Russian Federation, Izhorskaya St., Bldg. 13, Block 2, e-mail: vladimir_muzylev@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Волков-Музылёв В.В. Влияние угла установки обоймы лепесткового газодинамического подшипника на его работоспособность. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 10, с. 64–70, doi: 10.18698/0536-1044-2023-10-64-70

Please cite this article in English as:

Volkov-Muzylev V.V. Influence of the foil gas-dynamic bearing installation angle on its performance. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2023, no. 10, pp. 64–70, doi: 10.18698/0536-1044-2023-10-64-70



Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана предлагает читателям монографию

«Алгоритмы повышения точности предпо- дочной подготовки беспилотных летательных аппаратов авианосного базирования»

**Авторы: Л. Чжан, К.А. Неусыпин, М.С. Селезнева,
А.В. Пролетарский**

Исследованы алгоритмы обработки информации современных навигационных систем и комплексов беспилотных летательных аппаратов. Представлены наиболее популярные численные критерии степени наблюдаемости, управляемости и идентифицируемости, используемые для определения качественных характеристик моделей. Разработан оригинальный численный критерий степени наблюдаемости переменных состояния одного класса нелинейных моделей с применением SDC-метода. Приведен способ оценки степени управляемости переменных состояния моделей критерия степени наблюдаемости и принципа дуальности. Разработана методика выбора используемого в НК информационного поля и навигационных систем НК для проведения коррекции ИНС с учетом условий функционирования БЛА. Предложены критерии формирования динамической рабочей структуры НК в процессе полета БЛА в меняющейся помеховой обстановке, базирующиеся на анализе оценок дисперсий приведенных измеряемых шумов.

Монография предназначена для специалистов в области навигации и систем управления летательными аппаратами.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; <https://bmstu.press>