

УДК 621.822.1

Оценка влияния граничных условий на величину расчетной грузоподъемности радиальных лепестковых газодинамических подшипников турбокомпрессоров

В.В. Волков-Музылёв

Объединенный институт высоких температур РАН

Assessment of the boundary conditions influence on the design load capacity value of the turbocharger gas-dynamic radial foil bearings

V.V. Volkov-Muzylev

Institute for High Temperatures of Russian Academy of Sciences

Лепестковые газодинамические подшипники нашли применение в различных областях промышленности, где требуются безмасляные высокоскоростные установки малой мощности с продолжительным межремонтным интервалом. Эти подшипники, способные функционировать в широком диапазоне рабочей температуры, можно использовать в турбодетандерах, холодильных компрессорах и компрессорах с высокой температурой рабочего тела или в микрогазотурбинных установках. Разработка новых более точных расчетных методов для перспективных конструкций подшипников такого типа по-прежнему остается актуальной. Проведено расчетное исследование процесса течения газа в изменяющемся зазоре между вращающейся поверхностью ротора высокооборотной турбомшины и опорной поверхностью радиального лепесткового газодинамического подшипника при различных граничных условиях. Выполнено моделирование процессов течения газа, происходящих в зазоре газодинамического подшипника, при разной толщине газового слоя. Приведен пример численного моделирования клиновидного зазора лепесткового подшипника упрощенной геометрической формы, образованного эксцентричными цилиндрическими поверхностями, с целью получения распределения давления рабочей среды по опорной поверхности под действием газовых сил, и его грузоподъемности для различных граничных условий. Полученные результаты позволили оценить влияние граничных условий на величину расчетной грузоподъемности газодинамического подшипника и определить границы их применимости для разной толщины газового слоя.

EDN: TZHYTQ, <https://elibrary/tzhytq>**Ключевые слова:** газодинамический подшипник, лепестковый подшипник, высокооборотные турбомшины, численное моделирование, газовая смазка

Gas-dynamic foil bearings found application in various industries, where oil-free high-speed low-power systems with the long overhaul intervals are required. These bearings are able to operate over a wide range of operating temperatures and could be used in turboexpanders, refrigeration compressors, and high-temperature compressors or micro gas turbine systems. Developing the new, more accurate computation methods for promising designs of this type of bearing still remains relevant. Computational study of the gas flow process in a

changing gap between the rotating surface of the high-speed turbomachine rotor and the supporting surface of the radial gas-dynamic foil bearing was performed under various boundary conditions. Gas flow processes in the gas-dynamic bearing gap were simulated at different thicknesses of the gas film. An example of numerical simulation of the foil bearing wedge-shaped gap with a simplified geometric shape formed by eccentric cylindrical surfaces is provided to obtain the working medium surface pressure distribution over the supporting surface under the gas forces action and its load capacity for various boundary conditions. The results obtained made it possible to evaluate the boundary conditions influence on the design load capacity of a gas-dynamic bearing and determine the limits of their applicability for different thicknesses of the gas film.

EDN: TZHYTEQ, <https://elibrary/tzhytq>

Keywords: gas-dynamic bearing, foil bearing, high-speed turbomachines, numerical simulation, gas lubrication

Лепестковые газодинамические подшипники (ЛГП) являются самодействующими гидродинамическими опорами с предельно малыми массами и габаритными размерами, применяемыми в качестве смазки газ рабочего цикла, что выгодно отличает их от подшипников на жидкой и консистентной смазке [1]. Отсутствие маслосистем позволяет достичь продолжительной работы без технического обслуживания установок, использующих ЛГП.

ЛГП получили распространение в турбокомпрессорах, турбодетандерах, микроГТУ и других высокоскоростных установках [2–7]. Существуют различные конструкции ЛГП, нашедшие применение в установках с различным диапазоном мощности (от десятков до нескольких сотен кВт) [8]. Несмотря на это, уровень жесткости и демпфирования ЛГП в 10 раз меньше, чем у подшипников на масляной смазке, что связано с низкой вязкостью газа и умеренным давлением газодинамической пленки.

При этом конструкция ЛГП может иметь необходимую несущую способность, но быть непригодной для эксплуатации из-за низких динамических свойств. Другими словами, ЛГП имеют преимущество перед другими типами опор в высокоскоростных и малонагруженных установках, для которых основным требованием является отсутствие традиционных масляных систем.

Исследовать влияние газовых сил в клиновидном канале на элементы подшипниковых узлов и роторной системы в целом можно с помощью численного моделирования газодинамических процессов в смазочном слое, деформации упругих элементов и учета их взаимного влияния.

Цель работы — оценка влияния граничных условий (ГУ) на величину расчетной грузо-

подъемности геометрически упрощенного радиального ЛГП путем численного моделирования и разработка подходов к определению грузоподъемности подшипника более сложной геометрической формы.

Устройство ЛГП. Существуют различные конструкции радиальных ЛГП с упругими поверхностями трения: без дополнительных упругих элементов под лепестками или с дополнительными упругими элементами, установленными со стороны опорной поверхности корпуса ЛГП.

Для защиты лепестков во время пусков и остановов применяют различные антифрикционные покрытия в зависимости от температурных условий [9]. Самый простой тип радиального ЛГП состоит из лепестков 3, закрепленных в корпусе 2, уложенных внахлест свободными концами (рис. 1) [10].

Широкое распространение получил ЛГП с дополнительным упругим элементом [11–13], который представляет собой гофрированную ленту, подложенную под антифрикционный лепесток (рис. 2). Эта конструкция обладает большей жесткостью и демпфирующей способностью, чем предыдущая, так как имеет допол-

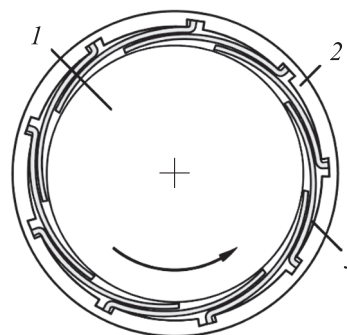


Рис. 1. Схема многолепесткового радиального ЛГП:
1 — ротор; 2 — корпус; 3 — лепесток

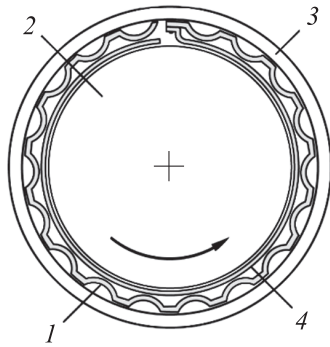


Рис. 2. Схема радиального ЛГП с использованием гофрированной ленты в качестве дополнительного упругого элемента:

1 — гофрированная лента; 2 — ротор;
3 — корпус; 4 — лепесток

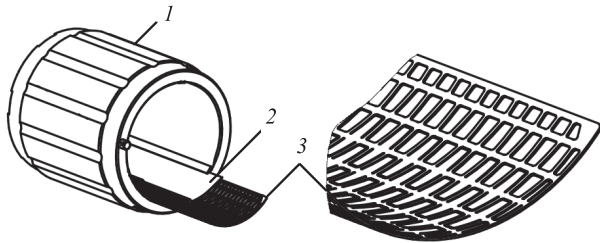


Рис. 3. Схема радиального ЛГП, разработанного Д. Вайссертом:

1 — корпус с Т-образными пазами; 2 — лепесток;
3 — пружина с элементами вторичной жесткости

нительный упругий элемент, способствующий диссипации энергии при возникновении колебаний роторной системы.

В современных турбомашинах применяют радиальный ЛГП, разработанный Д. Вайссертом [14] (рис. 3).

В этой конструкции несколько комплектов лепестков и пружин установлены в Т-образные пазы корпуса. Верхний лепесток опирается на пружину, представляющую собой пластину с вырезами разной формы по ширине пружины, которые определяют габаритные размеры балок (кантилеверов) [15].

Такая конструкция имеет переменную жесткость в радиальном направлении, что позволяет верхней пластине деформироваться более равномерно под действием давления в газовом слое. Возможность изменения толщины пластин, пружин и паттерна кантилеверов позволяет влиять на интегральную жесткость системы, демпфирование и грузоподъемность ЛГП [16].

Моделирование гидродинамики смазочного слоя. При проектировании ЛГП одним из основных параметров является его грузоподъем-

ность. Рассмотрен изменяющийся в процессе радиального нагружения зазор между вращающейся поверхностью ротора и неподвижной геометрически упрощенным радиальным ЛГП при различных ГУ без учета влияния давления газовой смазки на его упругие конструктивные элементы.

Расчетная схема радиального ЛГП приведена на рис. 4, где ω — угловая скорость вала.

При определении грузоподъемности ЛГП рассматривали минимальную толщину газового слоя $h_{\min} = 170 \dots 0,5$ мкм, для чего задавали определенный эксцентриситет e между вращающейся поверхностью ротора 1 и неподвижной опорной поверхностью подшипника 2. Получаемую расчетную область 3 использовали при численном моделировании процесса течения газа в зазоре радиального ЛГП.

При численном моделировании применяли ламинарную изотермическую модель течения идеального газа с постоянной вязкостью по всему зазору и температурой газа, равной средней температуре окружающей зазор поверхностей $T = 20$ °С. Для моделирования течения газа в зазоре ЛГП использовали [10]:

- уравнение Навье — Стокса для вязкого газа

$$\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} = -(\mathbf{v} \cdot \nabla) \cdot \mathbf{v} + \nu \cdot \Delta \mathbf{v} - \frac{1}{\rho} \cdot \nabla p + \mathbf{F};$$

- уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot \mathbf{v}) = 0;$$

- уравнение состояния идеального газа

$$pV = \mu RT,$$

где \mathbf{v} — векторное поле скоростей; t — время; ν — кинематическая вязкость газа; ρ — плот-

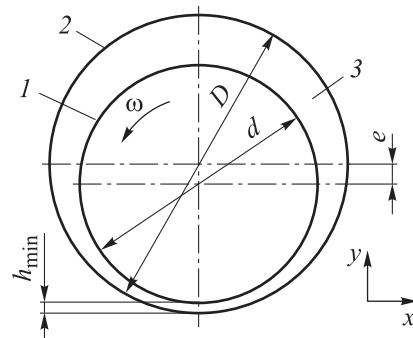


Рис. 4. Расчетная схема радиального ЛГП:
1 — вращающаяся поверхность ротора ($d = 31,7$ мм);
2 — неподвижная опорная поверхность подшипника ($D = 32,6$ мм); 3 — расчетная область

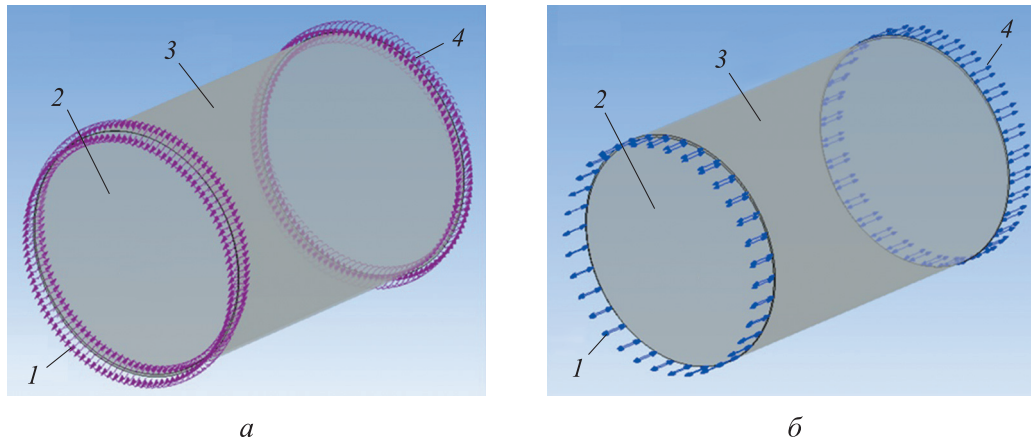


Рис. 5. Расчетная область радиального ЛПТ для бесконечного цилиндра (а) и цилиндра конечной длины $L = 50$ мм с торцевыми стенками, сообщающимися с атмосферой (б):

1 — вход в расчетную область; 2 — вращающаяся поверхность ротора; 3 — неподвижная поверхность; 4 — выход из расчетной области

ность газа; p — давление газа; F — массовая сила; R — универсальная газовая постоянная, T — температура газа; μ — молярная масса газа.

Чтобы оценить влияние ГУ на получаемые результаты, проводили численные расчеты для эксцентричных цилиндров с ГУ, показанными на рис. 5.

Для численного моделирования расчетной области подготавливали упорядоченную расчетную сетку, состоящую из гексагональных элементов. При расчете газовой динамики для бесконечного цилиндра давление рабочей среды принимали равным 1 атм.

Для цилиндра конечной длины $L = 50$ мм с торцевыми стенками, сообщающимися с атмосферой, на входе в расчетную область и на выходе из нее использовали ГУ так называемой открытой границы с давлением газа 1 атм. Поверхности 2 вращались с частотой $24\,000 \text{ мин}^{-1}$ вокруг оси OZ . За параметр сходимости выби-

рали критерий среднеквадратичных невязок $RMS < 10^{-6}$.

Результаты расчетов в виде распределений полного давления рабочей среды по опорной поверхности ЛПТ для разных ГУ: бесконечного цилиндра и цилиндра конечной длины при минимальном зазоре $h_{\min} = 15,0$ и $0,5$ мкм приведены на рис. 6.

Полученные расчетным путем зависимости грузоподъемности F_{res} бесконечного цилиндра и цилиндра конечной длины от минимальной толщины газового слоя h_{\min} приведены на рис. 7. Зависимость разницы между несущими способностями бесконечного цилиндра и цилиндра конечной длины Δ от минимальной толщины газового слоя h_{\min} показана на рис. 8.

Чтобы найти радиальную грузоподъемность при различных значениях эксцентриситета ЛПТ определяли силы, действующие со стороны газа на его опорную поверхность в направлениях OX F_{OX} и OY F_{OY} , а затем находили их резуль-

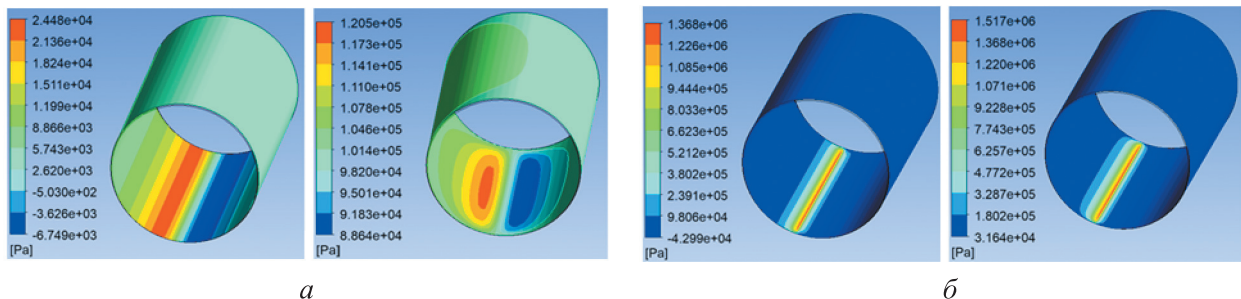


Рис. 6. Распределения полного давления рабочей среды, Па, по опорной поверхности ЛПТ для бесконечного цилиндра (слева) и цилиндра конечной длины (справа) при минимальном зазоре $h_{\min} = 15,0$ (а) и $0,5$ мкм (б)

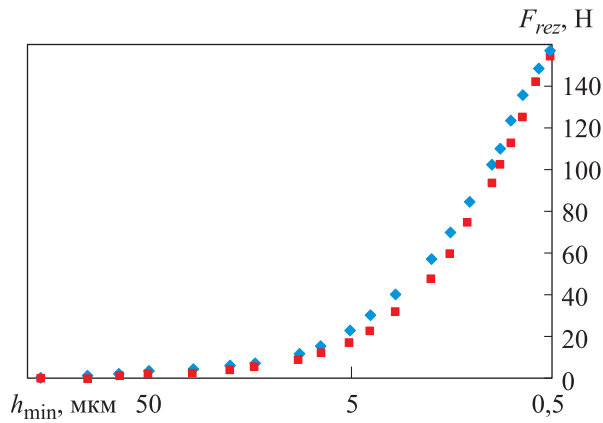


Рис. 7. Зависимости грузоподъемности F_{res} бесконечного цилиндра (◆) и цилиндра конечной длины (■) от минимальной толщины газового слоя h_{min}

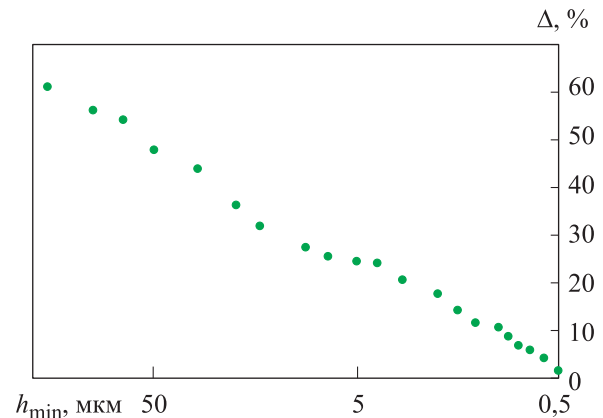


Рис. 8. Зависимость разницы между несущими способностями Δ от минимальной толщины газового слоя h_{min}

тирующие значения. Результирующую силу (грузоподъемность ЛГП) вычисляли следующим образом:

$$F_{res} = \sqrt{F_{OX}^2 + F_{OY}^2}.$$

Анализ полученных результатов показал, что грузоподъемность ЛГП значительно возрастает у тех значений эксцентриситета, при которых минимальная толщина газового слоя h_{min} становится меньше 5 мкм. При этом у бесконечных эксцентричных цилиндров грузоподъемность больше, чем у эксцентричных цилиндров конечной длины, для которых давление рабочей среды имеет максимум в центральной части ЛГП и снижается до давления невозмущенной среды (атмосферы) вблизи торцов. Таким образом, при больших значениях минимальной толщины смазочного слоя ГУ значительно влияют на результаты численного моделирования.

Разница между грузоподъемностями ЛГП при рассматриваемых ГУ становится меньше 15 % при $h_{min} \leq 1,6$ мкм. Таким образом, при проектировании газовой опоры можно использовать ГУ для бесконечного цилиндра, чтобы получить расчетные значения максимальной грузоподъемности, при которых толщина газового слоя мала.

Исследование проведено для диапазона минимальной толщины смазочного слоя 170,0... 0,5 мкм. Очевидно, что дальнейшее уменьшение минимальной толщины позволит получить бо-

лее высокие значения расчетной грузоподъемности. Однако в реальности грузоподъемность ЛГП будет отличаться от расчетной, так как при сильном уменьшении зазора на течение газовой смазки начинают оказывать влияние шероховатость, отклонение формы поверхностей, остаточный дисбаланс роторной системы и другие факторы.

Выводы

1. Проведено расчетное исследование газодинамических процессов, происходящих в зазорах ЛГП, при минимальной толщине смазочного слоя 170,0...0,5 мкм между вращающейся поверхностью ротора высокооборотной турбомашин и геометрически упрощенного газодинамического подшипника.

2. Получены распределения давления рабочей среды по опорной поверхности ЛГП под действием газовых сил, возникающих в клиновидном зазоре.

3. Определены зависимости грузоподъемности ЛГП от минимальной толщины газового слоя и ГУ, а также разница между полученными результатами.

4. Показана целесообразность использования ГУ, отличного от бесконечного цилиндра, для получения более точных значений грузоподъемности газового слоя при относительно больших значениях его минимальной толщины.

Литература

- [1] Agrawal G. Foil air/gas bearing technology — an overview. *ASME 1997 Int. Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition*, 1997, paper no. 97-GT-347, doi: <https://doi.org/10.1115/97-GT-347>
- [2] Dellacorte C., Lukaszewicz V., Valco M.J. et al. Performance and durability of high temperature foil air bearings for oil-free turbomachinery. *Tribol. Trans.*, 2000, vol. 43, no. 4, pp. 774–780, doi: <https://doi.org/10.1080/10402000008982407>
- [3] Bruckner R.J. An assessment of gas foil bearing scalability and the potential benefits to civilian turbofan engines. *ASME Turbo Expo*, 2010, paper no. GT2010-22118, pp. 29–35, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2010-22118>
- [4] Filippova S.P., Dil'mana M.D., Ionov M.S. Demand of the power industry of Russia for gas turbines: the current state and prospects. *Therm. Eng.*, 2017, vol. 64, no. 11, pp. 829–840, doi: <https://doi.org/10.1134/S0040601517110052>
- [5] 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)
- [6] 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>
- [7] Walton J.F., Tomaszewski M.J., Heshmat H. The role of high performance foil bearings in advanced, oil-free, high-speed motor driven compressors. *1st Int. Conf. on Fuel Cell Science, Engineering and Technology*, 2003, paper no. FUELCELL2003-1747, pp. 411–417, doi: <https://doi.org/10.1115/fuelcell2003-1747>
- [8] DellaCorte C., Bruckner R.J. Remaining technical challenges and future plans for oil-free turbomachinery. *J. Eng. Gas Turbines Power*, 2011, vol. 133, no. 4, art. 042502, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4002271>
- [9] Lubell D., DellaCorte C., Stanford M. Test evolution and oil-free engine experience of a high temperature foil air bearing coating. *ASME Turbo Expo*, 2006, paper no. GT2006-90572, pp. 1245–1249, doi: <https://doi.org/10.1115/gt2006-90572>
- [10] Лучин Г.А., Пешти Ю.В., Снопов А.И. *Газовые опоры турбомашин*. Москва, Машиностроение, 1989. 238 с.
- [11] DellaCorte C., Radil K.C., Bruckner R.J. et al. A preliminary foil gas bearing performance map. *2006 Annual Meeting and Exhibition*. Report NASA/TM—2006-214343.
- [12] Howard S.A., San Andres L. A new analysis tool assessment for rotordynamic modeling of gas foil bearings. *J. Eng. Gas Turbines Power*, 2011, vol. 133, no. 2, art. 022505, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4001997>
- [13] Bruckner R.J., Puleo B.J. Compliant foil journal bearing performance at alternate pressures and temperatures. *ASME Turbo Expo*, 2008, paper no. GT2008-50174, pp. 587–594, doi: <https://doi.org/10.1115/gt2008-50174>
- [14] Weissert D.H. *Compliant foil fluid film radial bearing*. Патент US 5915841. Заявл. 05.01.1998, опубл. 29.06.1999.
- [15] Bosley R.W. *Compliant foil hydrodynamic fluid film radial bearing*. Патент EP 0756672. Заявл. 09.03.1995, опубл. 24.06.1998.
- [16] 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. 7–8, pp. 665–671, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-021-00990-1>

References

- [1] Agrawal G. Foil air/gas bearing technology — an overview. *ASME 1997 Int. Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition*, 1997, paper no. 97-GT-347, doi: <https://doi.org/10.1115/97-GT-347>
- [2] Dellacorte C., Lukaszewicz V., Valco M.J. et al. Performance and durability of high temperature foil air bearings for oil-free turbomachinery. *Tribol. Trans.*, 2000, vol. 43, no. 4, pp. 774–780, doi: <https://doi.org/10.1080/10402000008982407>

- [3] Bruckner R.J. An assessment of gas foil bearing scalability and the potential benefits to civilian turbofan engines. *ASME Turbo Expo*, 2010, paper no. GT2010-22118, pp. 29–35, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2010-22118>
- [4] Filippova S.P., Dil'mana M.D., Ionov M.S. Demand of the power industry of Russia for gas turbines: the current state and prospects. *Therm. Eng.*, 2017, vol. 64, no. 11, pp. 829–840, doi: <https://doi.org/10.1134/S0040601517110052>
- [5] 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)
- [6] 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>
- [7] Walton J.F., Tomaszewski M.J., Heshmat H. The role of high performance foil bearings in advanced, oil-free, high-speed motor driven compressors. *1st Int. Conf. on Fuel Cell Science, Engineering and Technology*, 2003, paper no. FUELCELL2003-1747, pp. 411–417, doi: <https://doi.org/10.1115/fuelcell2003-1747>
- [8] DellaCorte C., Bruckner R.J. Remaining technical challenges and future plans for oil-free turbomachinery. *J. Eng. Gas Turbines Power*, 2011, vol. 133, no. 4, art. 042502, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4002271>
- [9] Lubell D., DellaCorte C., Stanford M. Test evolution and oil-free engine experience of a high temperature foil air bearing coating. *ASME Turbo Expo*, 2006, paper no. GT2006-90572, pp. 1245–1249, doi: <https://doi.org/10.1115/gt2006-90572>
- [10] Luchin G.A., Peshti Yu.V., Snopov A.I. *Gazovye opory turbomashin* [Gas supports for turbomachines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1989. 238 p. (In Russ.).
- [11] DellaCorte C., Radil K.C., Bruckner R.J. et al. A preliminary foil gas bearing performance map. *2006 Annual Meeting and Exhibition*. Report NASA/TM—2006-214343.
- [12] Howard S.A., San Andrés L. A new analysis tool assessment for rotordynamic modeling of gas foil bearings. *J. Eng. Gas Turbines Power*, 2011, vol. 133, no. 2, art. 022505, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4001997>
- [13] Bruckner R.J., Puleo B.J. Compliant foil journal bearing performance at alternate pressures and temperatures. *ASME Turbo Expo*, 2008, paper no. GT2008-50174, pp. 587–594, doi: <https://doi.org/10.1115/gt2008-50174>
- [14] Weissert D.H. *Compliant foil fluid film radial bearing*. Patent US 5915841. Appl. 05.01.1998, publ. 29.06.1999.
- [15] Bosley R.W. *Compliant foil hydrodynamic fluid film radial bearing*. Patent EP 0756672. Appl. 09.03.1995, publ. 24.06.1998.
- [16] 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. 7–8, pp. 665–671, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-021-00990-1>

Статья поступила в редакцию 15.04.2024

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. Оценка влияния граничных условий на величину расчетной грузоподъемности радиальных лепестковых газодинамических подшипников турбокомпрессоров. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 7, с. 81–87.

Please cite this article in English as:

Volkov-Muzylev V.V. Assessment of the boundary conditions influence on the design load capacity value of the turbocharger gas-dynamic radial foil bearings. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 7, pp. 81–87.