

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF543244>

Усовершенствование конструкции радиального лепесткового подшипника на газовой смазке и разработка соответствующего расчетного программного комплекса

А.В. Касаткин, А.А. Жаров, К.В. Россова, В.С. Николаев

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (научно исследовательский университет), Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Обоснование: В связи с увеличением скоростей вращения валов турбомашин, в особенности авиационного и космического назначения, что продиктовано требованиями компактности и снижения массы, встает вопрос обеспечения заданного ресурса подшипников. Для подобных устройств перспективно использовать лепестковые подшипники на газовой смазке (ЛПГС), которые не требуют дополнительных систем, работают на газе рабочего потока турбомашин и обладают хорошими демпфирующими характеристиками. Несмотря на привлекательность конструкций ЛПГС, их расчёт сильно затруднён, так как непосредственную работу воспринимает тонкий слой газа, а не шарики, как в классических подшипниках. Эффективность ЛПГС напрямую зависит от его конструкции и, в частности, от формы лепестков и величиной зазора между валом и лепестком.

Цель работы – создание математической модели работы лепесткового подшипника на газовой смазке, для определения распределения давления по поверхности лепестка и соответствующую компьютерную программу расчета.

Методы: Расчетное моделирование работы радиального ЛПГС с определением давления в слое смазки и соответствующих ему интегральных характеристик в рамках модели Рейнольдса и уравнения для высоты смазочного слоя при ряде допущений.

Результаты: В результате проделанной работы была разработана компьютерная программа, которая позволяет автоматизировать расчет для пространства изменения переменных и функций, скомпоновать единую таблицу и вывод, построить объемную модель для последующего использования её в системах CAD, графиков давления. Расчет каждого варианта происходит быстрее, чем аналогичный расчет в среде MathCAD. Удобство программы состоит в ее блоковой структуре, наглядной установке взаимосвязей между блоками и разнообразным и понятным выводом, подходящим для отчета (построение графиков), для чертежей и визуализации.

Заключение: Разработан специализированный программный комплекс для параметрической оптимизации газодинамических характеристик ЛПГС. Разработанный инструмент позволяет не только рассчитать несколько случаев, но и помочь выбрать оптимальную форму зазора, на основе ряда предложенных критериев. Помимо всего прочего, расчет позволяет определить вариации в другом режиме работы установки, использование другого вещества, при других габаритных размерах и выбрать именно тот оптимум, что подойдет конкретной установке. Более того, стало возможным расширение границ применимости лепестковых подшипников, например, на низких оборотах или больших диаметрах.

Ключевые слова: лепестковые подшипники на газовой смазке; газовая смазка; газодинамические подшипники; расчет лепестковых подшипников.

Как цитировать:

Касаткин А.В., Жаров А.А., Россова К.В., Николаев В.С. Усовершенствование конструкции радиального лепесткового подшипника на газовой смазке и разработка соответствующего расчетного программного комплекса // Холодильная техника. 2021. Т. 110, № 2. С. 95–102. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF543244>

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF543244>

Improvement of the design of radial lobe bearing on gas lubrication and development of the corresponding calculation software system

Alexey V. Kasatkin, Anton A. Zharov, Ksenia V. Rossova, Vitaly S. Nikolaev

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: With the increase in rotation speeds of turbomachinery shafts, particularly for aviation and space applications due to the requirements for compactness and mass reduction, the issue of bearing life becomes relevant. For such devices, it is promising to use gas lubricated petal bearings (GLPB), which do not require additional systems and operate on the gas of the turbomachine working flow with excellent damping characteristics. Despite the attractiveness of GLPB designs, they are difficult to calculate because the direct work is performed by a thin layer of gas instead of balls, as in classical bearings. The efficiency of a GLPB depends directly on its design, especially the shape of the lobes and the amount of clearance between the shaft and the lobe.

AIM: To develop a mathematical model of the operation of a gas lubricated lobe bearing to determine the pressure distribution across the lobe surface and the corresponding computer program for calculations.

METHODS: Computational modeling of radial GLPB operation is accomplished with the determination of pressure in the lubrication layer. Moreover, its corresponding integral characteristics within the Reynolds model and the equation for the height of the lubrication layer under several assumptions are determined.

RESULTS: In this research, a computer program has been developed that allows for automated calculation of the space of change of variables and functions, the layout of a single table and output, construction of a volumetric model for its subsequent use in CAD systems, and generation of pressure graphs. Herein, the calculation of each variant is faster than similar calculations in the MathCAD environment. The same convenience consists of the block structure of the program, the visual setting of interrelations between blocks, and various and understandable outputs, suitable for both the report (construction of graphs) and drawings and visualization.

CONCLUSION: A specialized software package for parametric optimization of gas dynamic characteristics of GLPB has been developed. The developed tool permits the calculation of several cases and facilitates the selection of the optimal gap shape based on numerous proposed criteria. Among other things, the calculation allows us to see the variations in a different operating mode of the plant, use of a different substance with different dimensions, and choose the optimum that will suit a particular plant. Moreover, it is possible to expand the limits of applicability of petal bearings, such as at low speeds or large diameters.

Keywords: gas lubricated petal bearings; gas lubrication; gas dynamic characteristics; calculation of petal bearings.

To cite this article:

Kasatkin AV, Zharov AA, Rossova KV, Nikolaev VS Improvement of the design of radial lobe bearing on gas lubrication and development of the corresponding calculation software system. *Refrigeration Technology*. 2021;110(2):95–102. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF543244>

ВВЕДЕНИЕ

В связи с увеличением скоростей вращения валов турбомашин в особенности авиационного и космического назначения [1], что продиктовано требованиями по компактности и снижению массы, встает вопрос обеспечения заданного ресурса подшипников. В настоящее время применяют подшипники следующих видов: шариковые [2, 3], электромагнитные [4, 5] и газовые. В свою очередь газовые подшипники подразделяются на газостатические [6–15] и газодинамические [16–19].

Причем, электромагнитные опоры требуют внешнего источника электропитания и собственной системы управления, газостатические требуют источников надува, что усложняет турбомашину. В этой ситуации лепестковые подшипники на газовой смазке (ЛПГС) [20] не требуют дополнительных систем, работают на газе рабочего потока турбомашин и обладают хорошими демпфирующими характеристиками.

Опишем основные преимущества ЛПГС перед классическими шариковыми подшипниками:

- возможны скорости, недостижимые для классических подшипников, до 360 000 об/мин;
- массо-габаритные характеристики существенно ниже при аналогичных центробежных усилиях;
- время непрерывной работы существенно выше;
- низкий коэффициент трения;
- хорошая демпфирующая способность;
- нет необходимости в масляной смазке;
- относительно невысокая стоимость;
- ниже уровень звуковой мощности.

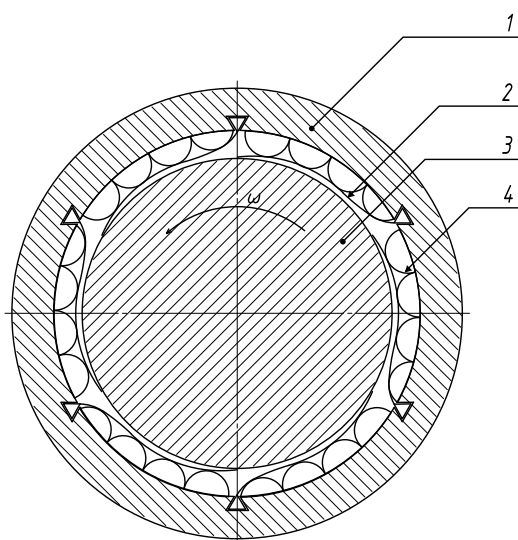


Рис. 1. Схема конструкции лепесткового подшипника на газовой смазке. 1 – статор; 2 – лепестки; 3 – вал; 4 – гофрированный элемент.

Fig. 1. Design diagram of a gas lubricated lobe bearing. 1 – stator; 2 – lobes; 3 – shaft; 4 – corrugated element.

Общая конструкция данных подшипников очень проста и приведена на рисунке 1.

Не смотря на привлекательность конструкции ЛПГС, их расчёт сильно затруднён, так как непосредственную работу производит тонкий слой газа, а не шарики, как в классических подшипниках. Эффективность ЛПГС напрямую зависит от его конструкции и, в частности, от формы лепестков и величины зазора между валом и лепестком.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель работы – создание математической модели работы лепесткового подшипника на газовой смазке, для определения распределения давления по поверхности лепестка. Форму зазора между лепестком и ротором будем задавать произвольной функцией с параметрами. Исходя из полученного распределения давления, можно будет судить об эффективности данной формы. Для того, чтобы отсортировать полученные результаты и вычлнить наиболее подходящие, необходимо разработать систему критериев оценки.

МЕТОДЫ

Для Расчёта давления в слое смазки и соответствующих ему интегральных характеристик радиального ЛПГС приведены в рамках модели Рейнольдса (частном случае уравнений Навье–Стокса – уравнений движения потоков сжимаемого вязкого газа в тонком слое при малых числах Рейнольдса совместно с уравнением неразрывности) и уравнения для высоты смазочного слоя при следующих допущениях:

- режим течения газа по рабочему зазору ламинарный и силами инерции можно пренебречь;
- режим течения газа по рабочему зазору изотермический;
- течение газа стационарное;
- шероховатость рабочих поверхностей мала и не влияет на течение газа в рабочем зазоре;
- течение газовой смазки принимается сплошным;
- вязкость смазки сохраняет свое неизменное значение во всей области течения, а также по высоте зазора;
- жесткость гофрированной ленты равномерно распределена и постоянна по всей поверхности подшипника и не зависит от суммы деформаций гофров;
- лепесток не деформируется относительно гофров, т.е. не прогибается во впадины между гофрами, но повторяет их деформацию;
- прогиб гофра под действием силы зависит только от локального эффекта, т.е. от силы, действующей непосредственно в данной конкретной точке.

Возьмём уравнение Рейнольдса в следующем виде:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{h}^3 \bar{p} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \frac{r^2}{L^2} \frac{\partial}{\partial z} \left(\bar{h}^3 \bar{p} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right) = \Lambda \frac{\partial \bar{p} \bar{h}}{\partial \theta} \quad (1)$$

где p – давление газа, h – высота зазора, z – координата вдоль продольной оси ротора, θ – угловая координата, Λ – параметр сжимаемости [21].

Уравнение (1) решается методом установления согласно работе [21].

На рис. 2 синим цветом изображена рабочая область лепестка подшипника.

В силу того, что исходные условия, такие как, давление, частота оборотов, все время разные, то невозможно определить универсальную оптимальную форму зазора лепестка. Например, построим графики давления при изменениях скорости вращения ротора с разными геометрическими параметрами лепестков:

$$\ln(x + 1.1)a + b \quad (2)$$

Для $a=0.7$, $b=0.52$, графики давления по центральному сечению лепестка представлены на рис. 3. Максимальная эпюра соответствует скорости вращения вала 32000 об/мин. Можно увидеть тенденцию смещения экстремума функции вправо, а значит при увеличении скоростей конец лепестка перестанет удерживать вал. Кроме того, несмотря на то, что растет величина максимального давления газа под лепестком, увеличивается неравномерность давления по длине лепестка, т.е. пик давления становится более ярко выраженным, а значит биения вала в подшипнике возрастают, что так же нежелательно.

Как следствие, для каждого начальных условий могут отличаться не только оптимальные параметры функций, но и вид самих функций, а значит необходимо проверять различные функции каждый раз при проектировании.

Для сравнения и сортировки полученных вариантов необходимо ввести критерии оценки:

Критерий максимума – чем выше максимальное давление, тем лучше. $K_{max} = p_{max}$.

Критерий минимума – чем ниже по модулю минимальное давление, тем лучше (в хорошем случае это значение соответствует единице, т.е. безразмерная величина давления $p=1$). $K_{min} = p_{min}$.

Интегральный критерий – определяет общий объем под графиком, который должен быть максимальным.

$$K_{int} = \int_{\Omega} p dS$$

Критерий наклона – показывает самый резкий наклон присутствующий на графике, и его необходимо

выбрать наименьшим. $K_{накл} = \max \left(\frac{dp}{d\theta} \right)$.

С учетом вышесказанного, была разработана программа, скриншот работы которой изображен на рис. 4. В разработанной программе существует возможность автоматизированного расчета для пространства изменения переменных и функций, компоновки единой таблицы и вывода, построения объемной модели для последующего использования её в системах CAD, графиков давления. Расчет каждого варианта происходит быстрее, чем аналогичный расчет в среде MathCAD, так как расчеты ведутся на более низком и понятном компьютере уровне. Множественность расчетов и удобство использования

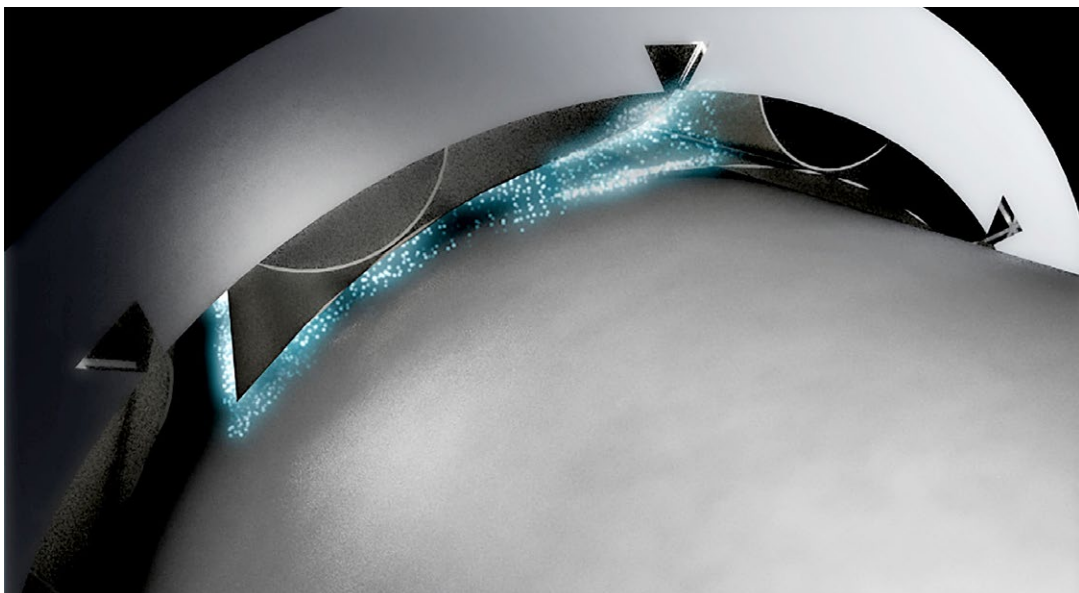


Рис. 2. Визуализация работы подшипника.
Fig. 2. Visualization of bearing operation.

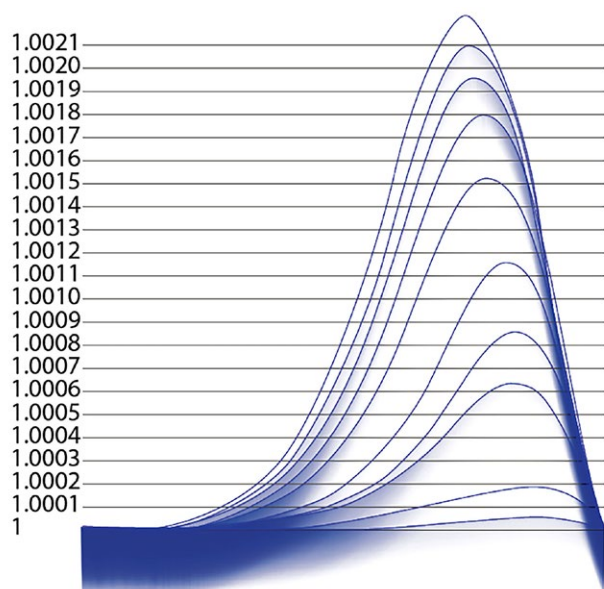


Рис. 3. Распределение избыточного давления газа по поверхности лепестка при изменении скорости вращения ротора. Форма зазора выражается логарифмической функцией. По горизонтальной оси дана координата θ (угловая длина лепестка), а по вертикальной оси дана координата p (безразмерная величина давления).

Fig. 3. Distribution of excess gas pressure over the lobe surface when rotor rotation speed is changing. The shape of the clearance is expressed as a logarithmic function. The coordinate θ (the angular length of the lobe) is given on the horizontal axis, and the coordinate p is given on the vertical axis (dimensionless value of pressure).

результатов ускоряют расчет во много раз, относительно расчета в среде MathCAD. Удобство разработанной программы состоит в ее блоковой структуре, наглядной установке взаимосвязей между блоками и разнообразным и понятным выводом, подходящим для отчета (построение графиков), для чертежей и визуализации.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Оценив полученные результаты, можно уверенно сделать вывод по первичной оценке перспективности функции зазора лепестка:

- функция должна быть непрерывно убывающей на всей длине лепестка;
- функция должна быть максимально гладкой, однако прямая – не является лучшим вариантом.

Заметим, что критерий минимума ≈ 1 в пределах расчётной погрешности. Однако, критерий максимума не зависит на прямую от интегрального критерия. Таким образом экстремум максимума распределения давления от функции зазора $-3 \sin(x \cdot 1.57)$ будет выше, чем у функции $-2x$, интегральный критерий которой – максимальный.

Если сравнить данные функции зазора по критерию наклона и обнаружим, что для линейной функции зазора, давление распределено более плавно.

Подберем для частного случая [8 лепестков, частота вращения вала 31000 об/мин, давление в 2 бар

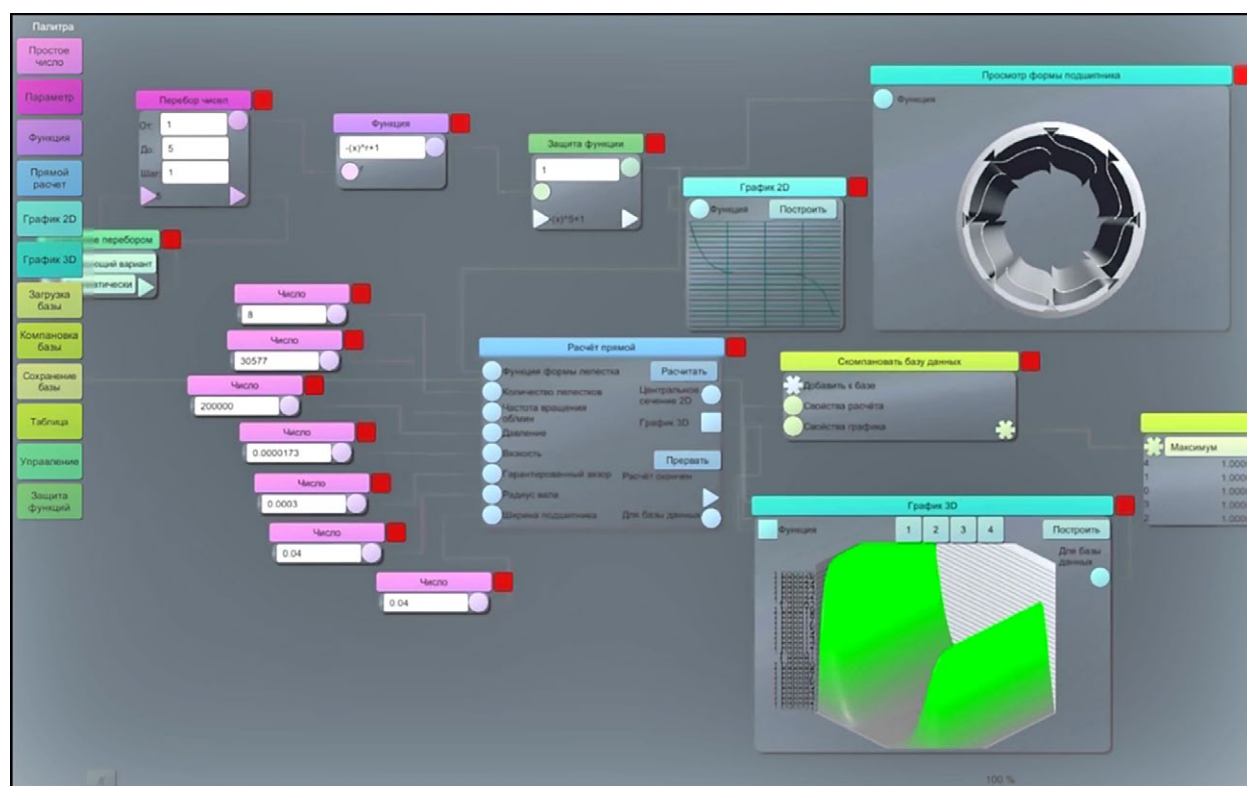


Рис. 4. Скриншот работы программы.

Fig. 4. Screenshot of the program operation.

(абсолютное), вязкость равна $17.3 \cdot 10^{-6}$ Па·с, гарантированный зазор в 0.2 мм, радиус вала 40 мм, ширина подшипника 40 мм] наиболее оптимальный вариант. С помощью данной программы не составило труда обнаружить функцию, дающую максимально эффективный результат. В данном случае этой функцией является:

$$-1.29 \ln \left(\tan \left(\frac{x+1.5}{2} \right) \right) + C, \text{ где } C - \text{ параметр,}$$

приравнивающий минимум данной функции к 0. При чем безразмерное среднее значение избыточного давления составит 0.0012 (чтобы образмерить, необходимо домножить на рабочее давление). При изменении первого параметра функции на 1%, изменение результата составит 10 процентов: так для функции

$$-1.28 \ln \left(\tan \left(\frac{x+1.5}{2} \right) \right) + C, \text{ среднее избыточное дав-}$$

ление соответствует 0.00112. Таким образом можно наблюдать важность каждого коэффициента функции зазора лепестка.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработан специализированный программный комплекс для параметрической оптимизации газодинамических характеристик ЛПГС.

Разработанный инструмент позволяет не только рассчитать несколько случаев, но и помочь выбрать оптимальную форму зазора, на основе ряда предложенных критериев.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Bardagi T., Dravet A., Doussinault M. inventor; Safran Aircraft Engines SAS, assignee. Turbomachine nozzle with noise reduction. United States patent US 6935098. 2005 Aug 30. Дата обращения: 10.07.2023. Доступ по ссылке: <https://patentimages.storage.googleapis.com/92/ff/21/d8dc058507f902/US6935098.pdf>
- Lieblein J., Zelen M. Statistical investigation of the fatigue life of deep-groove ball bearings // Journal of research of the national bureau of standards. Vol. 57, N 5. P. 273-316. Дата обращения: 10.07.2023. Доступ по ссылке: <https://nvlpubs.nist.gov/nistpubs/jres/057/5/V57.N05.A04.pdf>
- Jones A.B. A general theory for elastically constrained ball and radial roller bearings under arbitrary load and speed conditions // J. Basic Eng. 1960. Vol. 82, N 2. P. 309-320. doi: 10.1115/1.3662587
- Bornstein K.R. Dynamic load capabilities of active electromagnetic bearings // J. Tribol. 1991. Vol. 113, N 3. P. 598-603. doi: 10.1115/1.2920665
- Grob D., Pradetto J.C., Dessibourg D. inventor; MAN Energy Solutions SE, assignee. Cooling system for electromagnetic bearings of a turbocompressor. United States patent US 6464469. Patent and Trademark Office. Дата обращения: 10.07.2023. Доступ по ссылке: <https://patentimages.storage.googleapis.com/c3/e2/75/2e118a4cd1aa63/US6464469.pdf>
- Gribinichenko M.V., Kurenskii A.V., Kutsenko N.V. Hybrid foil bearing with gas lubrication // Russian Engineering Research. Vol.36, N 3. P. 198-200.
- Бесчастных В.Н., Равикович Ю.А. Газовый подшипник тяжелого ротора газотурбинных двигателей. Опыт разработки и перспективы внедрения // Вестник МАИ. 2010. Т. 17, № 3. С. 91-98.
- Бесчастных В.Н., Равикович Ю.А., Соколов А.Н. Определение статической грузоподъемности сегментного газостатического подшипника // Вестник МАИ. 2009. Т. 16, № 1. С. 84-94.
- Буллат П.В., Усков В.Н. Об исследовании колебательного движения газоподвешенного ротора турбохолодильных машин и детандеров. Часть I. Постановка задачи // Вестник Международной академии холода. 2012. № 3. С. 3-7.
- Буллат П.В., Усков В.Н. Об исследовании колебательного движения газоподвешенного ротора турбохолодильных машин и детандеров. Часть II. Колебания давления в системе питающих форсунок при сверхкритическом режиме // Вестник Международной академии холода. 2012. № 1. С. 57-60.
- Буллат П.В., Засухин О.Н., Продан Н.В. Особенности применения моделей турбулентности при расчете течений в сверхзвуковых трактах перспективных реактивных двигателей // Двигатель. 2012. № 1(79). С. 20-23.

Помимо всего прочего, расчет позволяет увидеть вариации в другом режиме работы установки, использование другого вещества, при других габаритных размерах и выбрать именно тот оптимум, что подойдет конкретной установке. Более того, стало возможным расширение границ применимости лепестковых подшипников, например, на низких оборотах или больших диаметрах.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Вклад авторов. Все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции и подготовку статьи, прочли и одобрили финальную версию перед публикацией.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов, связанного с подготовкой и публикацией статьи.

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования и подготовке публикации.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contributions. All authors made a substantial contribution to the conceptual development and preparation of this article and read and approved the final version before publication.

Competing interests. The authors declare that they have no competing interests.

Funding source. This study was not supported by external sources of funding.

12. Булат П.В., Смирнова О.С., Продан Н.В. Применение управляемых газо- и гидростатических подшипников в турбонасосных агрегатах комбинированных ЖРД // *Фундаментальные исследования*. 2013. № 4(2). С. 335–339.
13. Dellacorte C., Lukaszewicz V., Valco M.J., et al. Performance and Durability of High Temperature Foil Air Bearings for Oil-Free Turbomachinery // *Tribology Transactions*. 2000. Vol. 43, N 4. P. 774–780. doi: 10.1080/10402000008982407
14. Grassam N.S., Powell J.W. *Micro Turbine Developments Ltd*. London: Butterworths, 1964.
15. Листопадов И. В., Шершнева Б. Б. Моделирование сегментного газового подшипника // *ANSYS Solutions*. Русская редакция. Зима. 2006. С. 43–45.
16. Hisabe Y., Osada N., Ohtani T., et al. inventor; Ebara Corp, assignee. Gas dynamic bearing for spindle motor. United States patent US 1991 Mar. 5.
17. Lund J.W. Calculation of stiffness and damping properties of gas bearings // *Journal of Lubrication Technology*. 1968. Vol. 90, N 4. P. 793–803. Дата обращения: 10.07.2023. Доступ по ссы-

- ке: <https://patentimages.storage.googleapis.com/7e/7d/20/a266d602466c6a/US4998033.pdf>
18. Pan C.H.T., Sternlicht B. On the translatory whirl motion of a vertical rotor in plain cylindrical gas-dynamic journal bearings // *J. Basic Eng.* 1962. Vol. 84, N 1. P. 152–158. doi: 10.1115/1.3657237
19. Yamazaki M. inventor; Toshiba Corp, assignee. Dynamic pressure air bearing. United States patent US 4797009. Дата обращения: 10.07.2023. Доступ по ссылке: <https://patentimages.storage.googleapis.com/a6/9c/02/640df9efbf5884/US4797009.pdf>
20. Bruckner R.J., DellaCorte C., Prahl J.M. Analytic modeling of the hydrodynamic, thermal, and structural behavior of foil thrust bearings. NTRS – NASA Technical Reports Server, 2005. Дата обращения: 10.07.2023. Доступ по ссылке: <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/20050203843/downloads/20050203843.pdf>
21. Звонарев П.Н. Разработка метода расчета радиальных упругогазодинамических подшипников с предварительно напряженными лепестками для малых турбомашин низкотемпературных установок: дис. д-ра. техн. наук. М., 2005.

REFERENCES

1. Bardagi T, Dravet A, Doussinault M. inventor; Safran Aircraft Engines SAS, assignee. *Turbomachine nozzle with noise reduction*. United States patent US 6935098. 2005 Aug 30. Accessed: 10.07.2023. Available from: <https://patentimages.storage.googleapis.com/92/ff/21/d8dc058507f902/US6935098.pdf>
2. Lieblein J, Zelen M. Statistical investigation of the fatigue life of deep-groove ball bearings. *Journal of research of the national bureau of standards*. 1956;57(5):273–316. Accessed: 10.07.2023. Available from: <https://nvlpubs.nist.gov/nistpubs/jres/057/5/V57.N05.A04.pdf>
3. Jones AB. A general theory for elastically constrained ball and radial roller bearings under arbitrary load and speed conditions. *J. Basic Eng.* 1960;82(2):309–320. doi: 10.1115/1.3662587
4. Bornstein KR. Dynamic load capabilities of active electromagnetic bearings. *J. Tribol.* 1991;113(3):598–603. doi: 10.1115/1.2920665
5. Grob D, Pradetto JC, Dessibourg D. inventor; MAN Energy Solutions SE, assignee. *Cooling system for electromagnetic bearings of a turbocompressor*. United States patent US 6464469. Patent and Trademark Office. Accessed: 10.07.2023. Available from: <https://patentimages.storage.googleapis.com/c3/e2/75/2e118a4cd1aa63/US6464469.pdf>
6. Gribinichenko MV, Kurenskii AV, Kutsenko NV. Hybrid foil bearing with gas lubrication. *Russian Engineering Research*. 2016;36(3):198–200.
7. Beschastnykh VN, Ravikovich YuA. Gas bearing of a heavy rotor of gas turbine engines. Development experience and implementation prospects. *Vestnik MAI*. 2010;17(3):91–98. (In Russ).
8. Beschastnykh VN, Ravikovich YuA, Sokolov AN. Determination of the static load rating of a segmental gas-static bearing. *Vestnik MAI*. 2009;16(1):84–94. (In Russ).
9. Bulat PV, Uskov VN. On the study of the oscillatory motion of the gas-suspended rotor of turbo-refrigeration machines and expanders. Part I. Problem statement. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda*. 2012;3:3–7. (In Russ).
10. Bulat PV, Uskov VN. On the study of the oscillatory motion of the gas-suspended rotor of turbo-refrigeration machines and expanders. Part II. Pressure fluctuations in the system of supply nozzles in supercritical mode. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda*. 2012;1:57–60. (In Russ).
11. Bulat PV, Zasukhin ON, Prodan NV. Peculiarities of application of turbulence models in the calculation of flows in supersonic paths of advanced jet engines. *Dvigatel*. 2012;1(79):20–23. (In Russ).
12. Bulat PV, Smirnova OS, Prodan NV. Application of controlled gas- and hydrostatic bearings in turbopump units of combined rocket engines. *Fundamentalnye issledovaniya*. 2013;4(2):335–339. (In Russ).
13. Dellacorte C, Lukaszewicz V, Valco MJ, et al. Performance and Durability of High Temperature Foil Air Bearings for Oil-Free Turbomachinery. *Tribol. Trans.* 2000;43(4):774–780. doi: 10.1080/10402000008982407
14. Grassam NS, Powell JW. *Micro Turbine Developments Ltd*. London: Butterworths; 1964.
15. Listopadov IV, Shershnev BB. Modeling a segmented gas bearing. *ANSYS Solutions*. Russkaya redaktsiya. Zima. 2006:43–45. (In Russ).
16. Hisabe Y, Osada N, Ohtani T, et al. inventor; Ebara Corp, assignee. *Gas dynamic bearing for spindle motor*. United States patent US 4998033. 1991 Mar. 5. Accessed: 10.07.2023. Available from: <https://patentimages.storage.googleapis.com/7e/7d/20/a266d602466c6a/US4998033.pdf>
17. Lund JW. Calculation of stiffness and damping properties of gas bearings. *J. Lubr. Tech.* 1968;90(4):793–803. Accessed: 10.07.2023. Available from: <https://patentimages.storage.googleapis.com/7e/7d/20/a266d602466c6a/US4998033.pdf>
18. Pan CHT, Sternlicht B. On the translatory whirl motion of a vertical rotor in plain cylindrical gas-dynamic journal bearings. *J. Basic Eng.* 1962;84(1):152–158. doi: 10.1115/1.3657237
19. Yamazaki M, inventor; Toshiba Corp, assignee. *Dynamic pressure air bearing*. United States patent US 4797009. Accessed: 10.07.2023. Available from: <https://patentimages.storage.googleapis.com/a6/9c/02/640df9efbf5884/US4797009.pdf>

20. Bruckner RJ, DellaCorte C, Prah J. Analytic modeling of the hydrodynamic, thermal, and structural behavior of foil thrust bearings. NTRS - NASA Technical Reports Server; 2005. Accessed: 10.07.2023. Available from: <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/20050203843/downloads/20050203843.pdf>

21. Zvonarev PN. Razrabotka metoda rascheta radialnykh uprugogazodinamicheskikh podshipnikov s predvaritelno napryazhennymi lepestkami dlya malykh turbomashin nizkotemperaturnykh ustanovok [dissertation] Moscow; 2005. (In Russ).

ОБ АВТОРАХ

*** Касаткин Алексей Васильевич;**

адрес: Российская Федерация, 105005, Москва, Лефортовская наб., д. 1;
ORCID: 0009-0004-1114-9908;
e-mail: alexfr93@yandex.ru

Жаров Антон Андреевич,

канд. техн. наук;
ORCID: 0000-0001-9945-0850;
eLibrary SPIN: 8581-1809;
e-mail: zharov_a@bmstu.ru

Россова Ксения Владимировна;

e-mail: ksen.rossova2011@yandex.ru

Николаев Виталий Станиславович;

ORCID: 0000-0002-5360-9368;
eLibrary SPIN: 5847-3632;
e-mail: vs.nikolaev.bmstu@gmail.com

* Автор, ответственный за переписку

AUTHORS' INFO

*** Alexey V. Kasatkin;**

address: 1 Lefortovskaja naberezhnaja, 105005 Moscow, Russian Federation;
ORCID: 0009-0004-1114-9908;
e-mail: alexfr93@yandex.ru

Anton A. Zharov,

Cand. Sci. (Tech.);
ORCID: 0000-0001-9945-0850;
eLibrary SPIN: 8581-1809;
e-mail: zharov_a@bmstu.ru

Ksenia V. Rossova;

e-mail: ksen.rossova2011@yandex.ru

Vitaly S. Nikolaev;

ORCID: 0000-0002-5360-9368;
eLibrary SPIN: 5847-3632;
e-mail: vs.nikolaev.bmstu@gmail.com

* Corresponding author