

РАДИАЛЬНЫЙ ЛЕПЕСТКОВЫЙ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ ПОДШИПНИК ДЛЯ МАЛОРАЗМЕРНОЙ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

А. А. ЮРТАЕВ¹, Р. Р. БАДЫКОВ², Е. М. ГРИГОРЬЕВ³

¹yurtaev.aa@ssau.ru, ²renatbadykov@gmail.com, ³grigory1287@gmail.com

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева

Поступила в редакцию 2.10.2023

Аннотация. Статья посвящена разработке радиального лепесткового газодинамического подшипника (ЛГДП) для малоразмерной газотурбинной установки (МГТУ). В силу сложности моделирования рабочих процессов в газодинамическом подшипнике методами конечно-элементного анализа необходима разработка аналитической модели и ее последующая проверка с использованием существующих экспериментальных данных. На основе уравнений газовой динамики, а именно уравнения Рейнольдса и уравнения энергии, выводятся уравнения для определения распределения газодинамического давления и несущей способности подшипника. Данная модель позволит подобрать и исследовать влияние геометрических параметров газодинамического лепесткового подшипника для требуемых условий эксплуатации. Было выполнено сравнение результатов, полученных по изложенной в статье методике, с экспериментальными данными, изложенными в статьях по газодинамическим подшипникам. Подобраны геометрические параметры газодинамического подшипника, обеспечивающие необходимые рабочие характеристики. Разработанные подшипники вписаны в конструкцию существующей малоразмерной газотурбинной установки.

Ключевые слова: радиальный лепестковый газодинамический подшипник; упругий гофрированный элемент; уравнение Рейнольдса; несущая способность; малоразмерная газотурбинная установка.

ВВЕДЕНИЕ

Газодинамические лепестковые подшипники обладают рядом преимуществ, определивших их широкое применение в наземных газотурбинных энергетических установках: отсутствие контакта между ротором и статором (ротор всплывает после достижения частоты вращения в 10 тыс. об/мин), газовая смазка (не требуется разработка и эксплуатация масляной системы), возможность компенсации остаточного дисбаланса ротора. Но несмотря на успешную многолетнюю эксплуатацию газодинамических лепестковых подшипников, расширение их применения в газотурбинной технике ограничено небольшими размерами турбогенераторов: диаметр вала ротора составляет менее 50 мм, а масса ротора ограничена 30 кг.

Для определения несущей способности газодинамического лепесткового подшипника необходимо определить распределение давления в щели, образованной наружной поверхностью ротора и внутренней поверхностью лепестка. Прогнозирование газодинамического давления в радиальном лепестковом газодинамическом подшипнике требует решения нелинейного дифференциального уравнения газовой динамики, известного как уравнение Рейнольдса. Используя полученные значения распределения давления, можно оценить скорости потока газа в щели между лепестком и валом. Затем полученные данные по распределению давления и скорости можно использовать в качестве граничных условий для решения энер-

гетического уравнения с целью определения температурного поля. При проведении указанного анализа уравнение энергии и уравнение Рейнольдса связаны между собой зависимостью вязкости газового слоя (воздуха в радиальном зазоре подшипника) от температуры. Таким образом, уравнения необходимо решать совместно. В газодинамическом лепестковом подшипнике также существует дополнительная зависимость плотности рабочего тела от работы газодинамического давления вследствие сжимаемости газа. Помимо этого, анализ несущей способности подшипника должен учитывать влияние газодинамического давления на податливость упругого гофрированного элемента (гофры). Под действием газодинамического давления данный элемент деформируется, что приводит к заметному изменению геометрии щели, а следовательно, и характеристик газовой пленки. Поэтому толщина пленки для уравнения Рейнольдса и уравнения энергии зависит не только от расчетного радиального зазора и рабочего эксцентриситета, но и от деформации гофрированного элемента во время работы.

Приведенная в данной статье методика определения несущей способности газодинамического подшипника основана на работах Zhengchun Peng [1–4].

Упрощенная численная процедура совместного решения связанных уравнений представлена в виде блок-схемы на рис. 1.

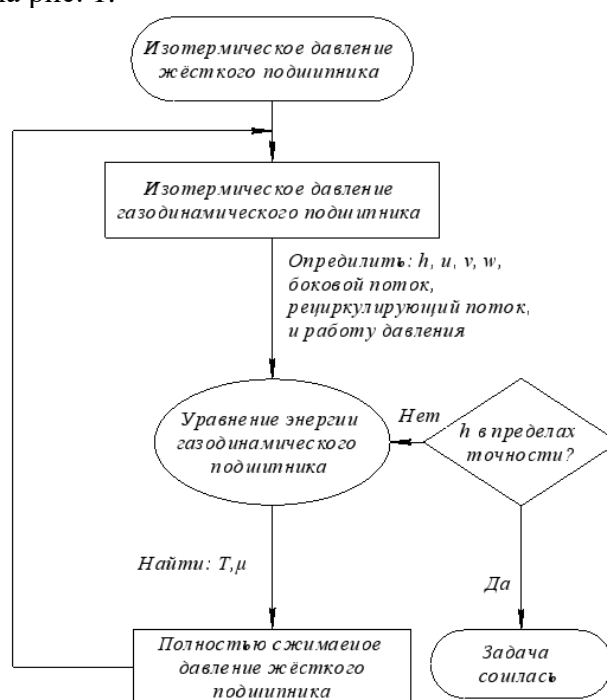


Рис. 1. Блок-схема расчета несущей способности лепесткового газодинамического подшипника

УРАВНЕНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ РАДИАЛЬНОГО ЛЕПЕСТКОВОГО ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА

На рис. 2 показана упрощенная модель газодинамического подшипника с валом.

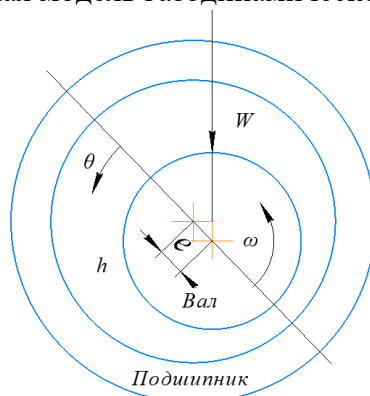


Рис. 2. Схема газодинамического подшипника

Толщина газовой пленки h определяется следующим соотношением (1):

$$h = C + e \cos\theta, \quad (1)$$

где C – радиальный зазор; θ – окружная координата; e – эксцентриситет.

Газодинамическое давление возрастает в конфузурной клиновидной области пленки от h_{max} , где $\theta = 0$, до h_{min} вдоль окружного направления при вращении вала. В диффузорной области пленки газодинамическое давление уменьшается (от величины максимального давления до удовлетворяющего периодическому граничному условию на торце подшипника, где $\theta = 360$). Необходимо учитывать сжимаемость газа. Уравнение для определения распределения давления в подшипнике записывается следующим уравнением Рейнольдса для сжимаемого газа:

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{\omega}{2} \frac{d}{d\theta} (\rho h), \quad (2)$$

где R – радиус; ρ – плотность; μ – вязкость; p – давление; y – осевое направление; ω – частота вращения.

Примем допущение о том, что газ представляет собой поток идеального газа. Тогда уравнение 2 можно представить в виде:

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{p h^3}{12\mu T} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{p h^3}{12\mu T} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{\omega}{2} \frac{d}{d\theta} \left(\frac{p h}{T} \right), \quad (3)$$

где T – температура.

Приведем уравнение 3 к нормальному виду:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\bar{p} \bar{h}^3}{\bar{\mu} \bar{T}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left(\frac{\bar{p} \bar{h}^3}{\bar{\mu} \bar{T}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} \right) = \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\bar{p} \bar{h}}{\bar{T}} \right), \quad (4)$$

где

$$\bar{y} = \frac{y}{L}, \bar{p} = \frac{p}{p_a}, \bar{h} = \frac{h}{C}, \bar{\mu} = \frac{\mu}{\mu_0}, \bar{T} = \frac{T}{T_0},$$

$$\Lambda = \frac{6\mu_0\omega}{p_a} \left(\frac{R}{C} \right)^2,$$

Λ – коэффициент сжимаемости; D – диаметра; L – длина подшипника; p_a – давление окружающей среды.

При изотермическом условии уравнение 4 сводится к следующему виду:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left(\bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} \right) = \bar{\mu} \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{p} \bar{h}).$$

При использовании упругого гофрированного элемента поверхность лепестка подшипника становится податливой. Следовательно, толщина пленки зависит от распределения давления. Схема газодинамического подшипника с упругим гофрированным элементом представлена на рис. 3. На рис. 4 детально показана геометрия этого элемента, включая лепесток (гладкую верхнюю пластину).

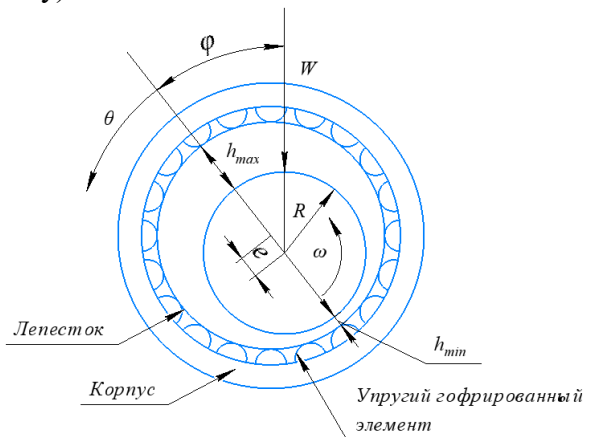


Рис. 3. Схема газодинамического подшипника с упругим гофрированным элементом

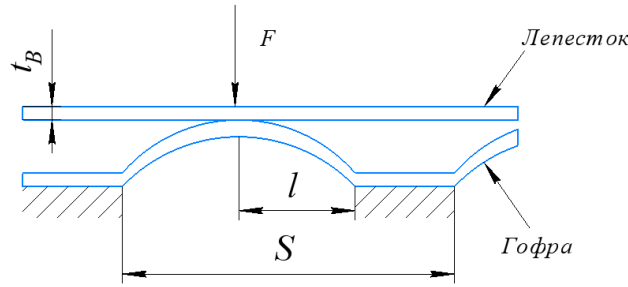


Рис. 4. Геометрия лепестка и упругого гофрированного элемента

Податливость упругого гофрированного элемента, согласно [5], можно определить следующим образом:

$$K_{BC} = \frac{2s}{E} \left(\frac{l}{t_b}\right)^3 (1 - \vartheta^2),$$

где s – шаг гофры; l – половина длины выпуклой части гофры; t_b – толщина лепестка; E – модуль упругости; ϑ – коэффициент Пуассона.

Соответственно, толщина пленки как функция от давления записывается в виде:

$$h = C + e \cos\theta + K_1(p - p_a). \tag{5}$$

В безразмерной форме уравнение 5 записывается как:

$$\bar{h} = 1 + \varepsilon \cos\theta + \alpha(\bar{p} - 1), \tag{6}$$

где α – податливость гофры, определяемая как:

$$\alpha = \frac{2p_a s}{cE} \left(\frac{l}{t_b}\right)^3 (1 - \vartheta^2).$$

В уравнении 6 есть две переменные, которые определяют форму газовой пленки лепесткового газодинамического подшипника: первая – деформация лепестка под действием газодинамического давления; вторая – коэффициент эксцентриситета ε . При этом, согласно уравнению 6, даже при значении коэффициента эксцентриситета $\varepsilon > 1$ будет обеспечиваться минимальное значение толщины газовой пленки. Это достигается благодаря тому, что при деформации лепестка от приложенного к нему давления возникает зазор с величиной большей, чем исходная. Таким образом, ротор перемещается в направлении минимальной толщины пленки h_{min} . В конструкции лепестковых газодинамических подшипников используется один слой гофрированного элемента, поэтому величина деформации лепестка и толщина пленки не зависят от осевого направления. Тогда для расчета деформации лепестка можно использовать среднее арифметическое давление в осевом направлении, и уравнение 6 сводится к виду:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{D}{L} \right)^2 \bar{h}^3 \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left(\bar{p} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} \right) = \bar{\mu} \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{p} \bar{h}). \tag{7}$$

Соответствующими граничными условиями для полученного уравнения Рейнольдса являются:

$$\begin{aligned} \bar{p} &= 1 \text{ при } \bar{y} = \pm 1; \\ \bar{p}(\theta = 0) &= \bar{p}(\theta = 2\pi). \end{aligned}$$

Поле распределения давления является симметричным относительно продольной плоскости подшипника. Таким образом, достаточно определить распределение давления в одной из половин подшипника. Тогда граничные условия принимают вид:

$$\begin{aligned} \bar{p} &= 1 \text{ при } \bar{y} = -1; \\ \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} &= 0 \text{ при } \bar{y} = 0; \\ \bar{p}(\theta = 0) &= \bar{p}(\theta = 2\pi). \end{aligned}$$

Схема расчета несущей способности и угла наклона показана на рис. 5.

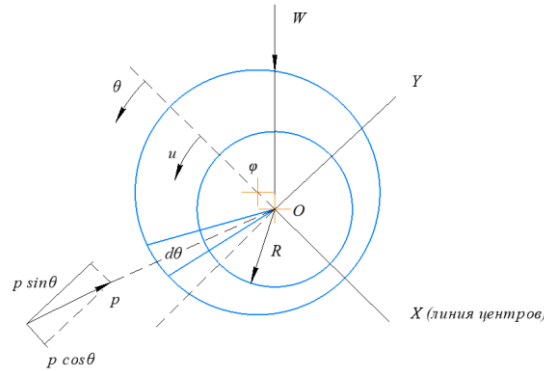


Рис. 5. Схема расчета несущей способности и угла наклона

Согласно [6] несущая способность W вдоль соответствующих осей определяется следующими уравнениями:

$$\begin{aligned}\bar{W}_x &= \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{\theta_p} \bar{p} \cos\theta \, d\theta \, dy, \\ \bar{W}_y &= \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{\theta_p} \bar{p} \sin\theta \, d\theta \, dy,\end{aligned}$$

где W_x и W_y – безразмерные составляющие нагрузки вдоль соответствующих осей; θ_p – максимальный угол положительного направления газодинамического давления.

Суммарная несущая способность определяется по формуле 8:

$$\bar{W} = \sqrt{\bar{W}_x^2 + \bar{W}_y^2}, \quad (8)$$

где

$$\bar{W} = \frac{W}{p_a R}.$$

Угол наклона определяется по формуле 9:

$$\tan \phi = \frac{\bar{W}_y}{\bar{W}_x}. \quad (9)$$

Перед непосредственным решением нелинейного дифференциального уравнения 7 необходимо исследовать два предельных случая.

Случай 1: коэффициент сжимаемости бесконечно мал ($\Lambda \rightarrow 0$).

То есть когда скорость вращения подшипника мала, $\omega \rightarrow 0$; $\Lambda \rightarrow 0$, $\bar{p} \rightarrow 1$ и повышение давления $\Delta \bar{p} \rightarrow 0$. Согласно [7] имеем следующие выражения:

$$\begin{aligned}\left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta}\right)^2 &\ll \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \theta^2}, \\ \bar{h} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} &\ll \bar{p} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \theta}.\end{aligned}$$

Тогда уравнение 7 сводится к следующему уравнению:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{D}{L} \right)^2 \bar{h}^3 \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial y^2} = \bar{\mu} \Lambda \frac{\partial \bar{h}}{\partial \theta}. \quad (10)$$

Уравнение 10 – уравнение Рейнольдса для несжимаемого рабочего тела. В одномерном приближении уравнение 10 сводится к уравнению 11:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) = \bar{\mu} \Lambda \frac{\partial \bar{h}}{\partial \theta}. \quad (11)$$

Интегрируя уравнение 11 дважды, получим 12:

$$\bar{p} = \bar{\mu} \Lambda \int_0^\theta \frac{1}{\bar{h}^2} d\theta + C_1 \bar{\mu} \Lambda \int_0^\theta \frac{1}{\bar{h}^3} d\theta + C_2. \quad (12)$$

Соответствующими граничными условиями для данной одномерной задачи являются:

$$\begin{aligned} \bar{p} &= 1 \text{ при } \theta = 0; \\ \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} &= 0 \text{ при } \theta = \theta_{cav}, \end{aligned}$$

где θ_{cav} – угол, при котором давление становится ниже давления окружающей среды, или угол с «отрицательным» давлением.

Оценка констант интегрирования C_1 и C_2 в уравнении 12 позволяет получить выражение 13 для нахождения распределения давления:

$$\bar{p} = \bar{\mu}\Lambda \int_0^\theta \frac{1}{h^2} d\theta - \bar{\mu}\Lambda \bar{h}_{cav} \int_0^\theta \frac{1}{h^3} d\theta + 1, \quad (13)$$

где

$$\bar{h}_{cav} = 1 + \varepsilon \cos \theta_{cav} + \alpha(\bar{p}|_{\theta=\theta_{cav}} - 1),$$

\bar{h}_{cav} – толщина пленки.

Подставив $\bar{p}|_{\theta=\theta_{cav}} = 1$ в уравнение 13, получим:

$$\int_0^{\theta_{cav}} \frac{1}{h^2} d\theta = (1 + \varepsilon \cos \theta_{cav}) \int_0^{\theta_{cav}} \frac{1}{h^3} d\theta. \quad (14)$$

Уравнение 14 может быть решено с помощью численного метода бисекции, или метода деления пополам, для определения угла с отрицательным давлением. Поскольку податливость гофры под действием газодинамического давления влияет на толщину пленки и геометрия пленки не является постоянной, для определения фактического давления, выраженного уравнением 6, необходима итерационная схема, использующая уравнение 13.

Так как газодинамическое давление при $\Lambda \rightarrow 0$ мало и его влияние на деформацию лепестка пренебрежимо мало, можно сделать допущение при рассмотрении формы пленки для случая жесткого подшипника. В этом случае интегрирование $\int_0^\theta \frac{1}{h^2} d\theta$ и $\int_0^\theta \frac{1}{h^3} d\theta$ в уравнении 13 можно провести с помощью метода подстановки Зоммерфельда согласно выражению 15:

$$\cos \gamma = \frac{\varepsilon + \cos \theta}{1 + \varepsilon \cos \theta}. \quad (15)$$

В результате выражение для давления имеет вид:

$$\begin{aligned} \bar{p} &= 1 + \bar{\mu}\Lambda \frac{\cos^{-1}\left(\frac{\varepsilon + \cos \theta}{1 + \varepsilon \cos \theta}\right) \pm \varepsilon \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon + \cos \theta}{1 + \varepsilon \cos \theta}\right)^2}}{(1 - \varepsilon^2)^{\frac{3}{2}}} - \frac{2 \bar{\mu}\Lambda(1 - \varepsilon^2)}{(2 + \varepsilon^2)(1 - \varepsilon^2)^{\frac{3}{2}}} \times \\ &\times \left[\cos^{-1}\left(\frac{\varepsilon + \cos \theta}{1 + \varepsilon \cos \theta}\right) \pm 2\varepsilon \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon + \cos \theta}{1 + \varepsilon \cos \theta}\right)^2} + \frac{\varepsilon^2}{2} \cos^{-1}\left(\frac{\varepsilon + \cos \theta}{1 + \varepsilon \cos \theta}\right) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{\varepsilon^2}{2} \frac{\varepsilon + \cos \theta}{1 + \varepsilon \cos \theta} \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon + \cos \theta}{1 + \varepsilon \cos \theta}\right)^2} \right]. \end{aligned}$$

Случай 2: коэффициент сжимаемости бесконечно мал ($\Lambda \rightarrow \infty$).

То есть когда частота вращения бесконечно большая, $\omega \rightarrow \infty$ и $\bar{p} \rightarrow \infty$. Чтобы поле давления оставалось связанным ($\Lambda \rightarrow \infty$), необходимо, чтобы в уравнении 7 выполнялось выражение:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{p} \bar{h}) \rightarrow 0.$$

При этом выражение $\bar{p} \bar{h}$ является постоянным, и $\bar{p} \propto \frac{1}{\bar{h}}$.

Тогда уравнение 6 примет вид:

$$\bar{p} = \frac{\tilde{A}}{1 + \varepsilon \cos \theta + \alpha(\bar{p} - 1)}, \quad (16)$$

где \tilde{A} – константа, которую необходимо определить.

Необходимо отметить, что для оценки \tilde{A} должно быть принято допущение о том, что газодинамическое давление = 0, когда вал в подшипнике движется по концентрической окружности. Поэтому при подстановке $\varepsilon = 0$, $\bar{p} = 1$ в уравнение 16 получим:

$$\bar{p} = \tilde{A} = 1.$$

Тогда

$$\bar{p} = \frac{1}{1 + \varepsilon \cos\theta + \alpha(\bar{p} - 1)}. \quad (17)$$

Решение уравнения 17 для \bar{p} дает:

$$\bar{p} = \frac{-(1 + \varepsilon \cos\theta - \alpha) + \sqrt{(1 + \varepsilon \cos\theta - \alpha)^2 + 4\alpha}}{2\alpha}. \quad (18)$$

Уравнение 18 можно использовать для оценки распределения газодинамического давления, которое создается в лепестковом подшипнике при различных условиях эксплуатации, то есть коэффициентах эксцентриситета. Для этого требуется итеративно определить коэффициенты эксцентриситета для различных условий эксплуатации. Процедура начинается с оценки распределения давления с использованием уравнения 18 с начальным значением ε , удовлетворяющим произвольно заданной толщине пленки, и определения деформации лепестка с помощью результирующего давления. Для того чтобы поддерживать минимальную толщину пленки, необходимо сместить положение оси вала в сторону минимальной толщины, а именно изменить коэффициент эксцентриситета на величину, равную максимальной деформации лепестка, которая в данном случае всегда происходит при 180° . Отсюда

$$\varepsilon^{n+1} = \varepsilon^n + \Delta\varepsilon^{n+1},$$

где

$$\Delta\varepsilon^{n+1} = \bar{h}^{n+1}|_{\theta=180} - \bar{h}^n|_{\theta=180},$$

n – номер итерации.

После определения нового коэффициента эксцентриситета расчет повторяется до тех пор, пока два последовательных итерационных значения не окажутся ниже заданного допуска.

Устранив «отрицательное» давление, сходящееся распределение давления можно использовать для оценки максимальной несущей способности подшипника при различных условиях эксплуатации. Одним из способов устранения «отрицательного» давления является наложение давления окружающей среды в качестве граничного условия с последующим равным изменением давления во внутренних узлах на разницу между давлением, полученным в результате анализа, и фактическим граничным давлением. Это можно записать в виде выражения 19:

$$\bar{p} = \frac{-(1 + \varepsilon - \alpha) + \sqrt{(1 + \varepsilon - \alpha)^2 + 4\alpha}}{2\alpha} + \frac{-(1 + \varepsilon \cos\theta - \alpha) + \sqrt{(1 + \varepsilon \cos\theta - \alpha)^2 + 4\alpha}}{2\alpha}. \quad (19)$$

Соответственно, максимальное давление может быть получено дифференцированием уравнения 19 относительно угла θ :

$$\bar{p}_{max} = 1 + \frac{2\varepsilon - \sqrt{(1 + \varepsilon - \alpha)^2 + 4\alpha} + \sqrt{(1 - \varepsilon - \alpha)^2 + 4\alpha}}{2\alpha}. \quad (20)$$

Используя распределение давления из расчета одномерной задачи (уравнение 19), можно оценить максимальную несущую способность подшипника:

$$W_{max} = p_a LR \sqrt{\left(\int_0^{2\pi} \bar{p} \cos\theta d\theta\right)^2 + \left(\int_0^{2\pi} \bar{p} \sin\theta d\theta\right)^2}. \quad (21)$$

Уравнения 20 и 21 позволяют оценить максимально возможное газодинамическое давление, а также максимально возможную несущую способность, создаваемые радиальным лепестковым газодинамическим подшипником для заданных условий.

СРАВНЕНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ВАРИАНТОВ ГЕОМЕТРИИ ПОДШИПНИКОВ

При выборе геометрических параметров подшипника сравнивались значения несущих способностей газодинамических подшипников различной геометрии, приведенных в статьях [5], [8] и рассчитанных по методике, изложенной выше.

В статье [5] приводится описание методики расчета и геометрической модели газодинамического подшипника со следующими параметрами (табл. 1).

Таблица 1

Параметры газодинамического подшипника

<i>Параметр</i>	<i>Обозначение</i>	<i>Значение</i>
Радиус вала	R	19,05 мм
Длина подшипника	L	38,1 мм
Радиальный зазор	C	50 мкм
Толщина пластин	t	0,1016 мм
Шаг гофры	s	4,572 мм
Половина длины выпуклой части гофры	l	1,778 мм
Модуль упругости	E	200E9 Па
Коэффициент Пуассона	ν	0,31
Плотность	ρ_0	$1,1614 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$
Начальное давление	p_0	101000 Па
Начальная температура	T_0	25 °C
Вязкость	μ_0	1,846 Па · с
Теплоемкость	C_p	$1007 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$
Теплопроводность	K	$0,0263 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{K}}$

Для приведенных параметров и частоты вращения 30000 об/мин указано значение несущей способности подшипника, равное 137,2 Н. Данное значение несущей способности получено на основе предлагаемой в статье расчетной методики и сравнивалось с данными, полученными в ходе эксперимента, в котором было получено значение несущей способности 130 Н. По методике, приведенной выше, получено значение несущей способности 136,83 Н. Для частоты вращения 45000 об/мин расчетным методом в статье было получено значение 216,2 Н, экспериментально – 210 Н, значение, полученное по методике выше, – 204,3 Н. Таким образом, разность расчетного результата и экспериментальных данных составляет для данного подшипника 5,25 % для частоты вращения 30000 об/мин и 2,7 % для 45000 об/мин.

В статье [8] рассматривается термодинамический анализ газодинамического подшипника, при этом оценивается влияние высоких температур в рабочей области подшипника на его работоспособность и методы защиты подшипника от перегрева. Параметры подшипника приведены в табл. 2.

Для данных параметров и частоты вращения 50000 об/мин в статье указано экспериментально полученное значение несущей способности подшипника, равное 222,23 Н. По методике, приведенной выше, значение несущей способности составляет 234,33 Н. Соответственно, разность расчетного результата и экспериментальных данных составляет для данного подшипника 5,44 % для частоты вращения 50000 об/мин.

Параметры газодинамического подшипника

Параметр	Обозначение	Значение
Радиус вала	R	25 мм
Длина подшипника	L	41 мм
Радиальный зазор	C	50 мкм
Толщина пластин	t	0,127 мм
Шаг гофры	s	4,064 мм
Половина длины выпуклой части гофры	l	1,778 мм
Модуль упругости	E	200E9 Па
Коэффициент Пуассона	ν	0,31
Плотность	ρ_0	$1,164 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$
Начальное давление	p_0	400000 Па
Начальная температура	T_0	21 °C
Вязкость	μ_0	1 Па · с
Теплоемкость	C_p	$1004,5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$
Теплопроводность	K	$0,0257 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{K}}$

Таким образом, представленная методика определения несущей способности позволяет получить разность менее 6 % в сравнении с экспериментальными результатами для различной геометрии лепестковых газодинамических подшипников и различных частот вращения ротора. Кроме того, данная методика позволяет оценить влияние различных параметров работы газодинамического подшипника на его несущую способность при выборе геометрии подшипника в зависимости от условий работы, компоновки и требуемых параметров.

Для заданного диаметра вала в первую очередь выбиралась длина газодинамического подшипника, исходя из существующей компоновки малоразмерной газотурбинной установки. В табл. 3 представлено сравнение характеристик для двух вариантов длины подшипника.

Таблица 3

Характеристика подшипника в зависимости от его длины

Длина подшипника, мм	Частота вращения, об/мин	Грузоподъемность, Н
L = 60	10000	75
	30000	196,62
	50000	307,4
L = 40	10000	48,35
	30000	135,6
	50000	233,45

Как видно из табл. 3, подшипник с длиной 60 мм обеспечивает большую несущую способность во всем диапазоне частот вращения. При этом необходима меньшая частота вращения для «всплытия» вала, то есть когда вал перестает касаться лепестков подшипника.

Также оценивалось влияние геометрических параметров гофрированного элемента на несущую способность. В табл. 4 представлены результаты оценки несущей способности для различных вариантов шага гофры и половины длины ее выпуклой части при длине подшипника 60 мм.

Таблица 4

Зависимость несущей способности от геометрии гофры

Половина длины выпуклой части гофры, мм	Шаг гофры, мм	Частота вращения, об/мин	Грузоподъемность, Н
$l = 2$	$s = 4,572$	50000	294,1
$l = 1,8$			295,6
$l = 1,5$			302,63
$l = 1,2$			306,5
$l = 1$			306,3
$l = 0,8$			305,9
$l = 2$	$s = 3,2167$	50000	298,8
$l = 1,8$			299,53
$l = 1,5$			304,2
$l = 1,2$			307,4
$l = 1$			306,72
$l = 0,8$			304,72

Как видно из табл. 4, наибольшую несущую способность обеспечивает вариант геометрии с шагом гофры 3,2167 и половиной длины выпуклой части гофры 1,2. Причем при уменьшении частоты вращения ротора влияние геометрии гофрированного элемента на несущую способность снижается, так как снижается газодинамическое давление внутри подшипника, а следовательно, и деформация лепестков.

ВЫБОР ГЕОМЕТРИИ ПОДШИПНИКА

На основе методики, описанной выше, и проведенного сравнительного анализа выбраны геометрические параметры газодинамического лепесткового подшипника для малоразмерной газотурбинной установки. В табл. 5 приведены основные геометрические параметры подшипника и характеристики материала лепестка и упругого гофрированного элемента – сплава *INCONEL 718* (ХН45МВТЮБР). Также в ней приведены параметры рабочего тела (воздуха), используемые при оценке несущей способности.

Таблица 5

Основные геометрические параметры газодинамического подшипника

Параметр	Обозначение	Значение
Радиус вала	R	20 мм
Длина подшипника	L	60 мм
Радиальный зазор	C	50 мкм
Толщина пластин	t	0,1 мм
Шаг гофры	s	3,2 мм
Половина длины выпуклой части гофры	l	1,2 мм
Модуль упругости	E	205Е9 Па
Коэффициент Пуассона	ν	0,29
Параметры рабочего тела (воздуха)		
Плотность	ρ_0	$1,16 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$
Начальное давление	p_0	110000 Па
Начальная температура	T_0	25 °С
Вязкость	μ_0	1,846 Па · с
Теплоемкость	C_p	$1004,5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
Теплопроводность	K	$0,0263 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$

На рис. 6 представлен график зависимости несущей способности газодинамического подшипника с выбранными параметрами от частоты вращения ротора.

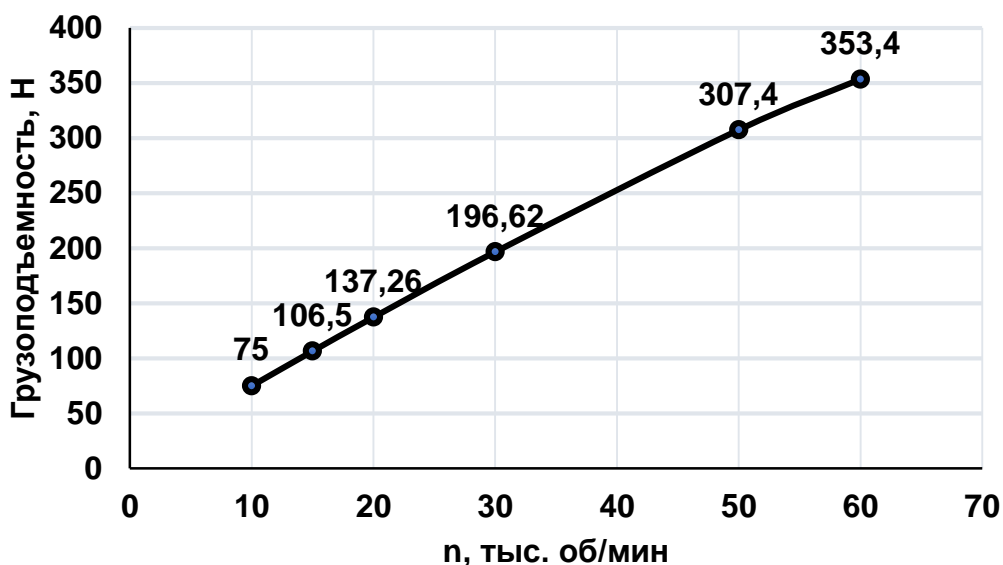


Рис. 6. График зависимости несущей способности подшипника от частоты вращения ротора

На основе выбранной геометрии радиального лепесткового газодинамического подшипника была разработана компоновка малоразмерной газотурбинной установки для полученных геометрических параметров подшипника (рис. 7).

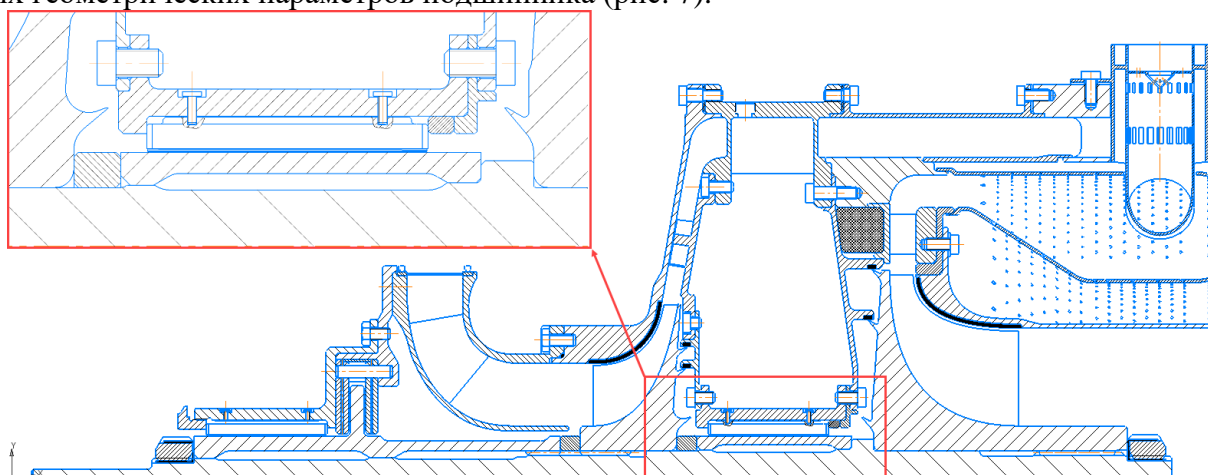


Рис. 7. Компоновка малоразмерной газотурбинной установки с газодинамическими подшипниками

Данная компоновка включает два радиальных и один осевой лепестковый газодинамический подшипник. Для данной компоновки были рассчитаны реакции с учетом веса ротора, равного 101 Н. Радиальная сила, действующая на подшипник, расположенный между компрессором и турбиной, составляет 111,8 Н. Такую грузоподъемность подшипник сможет обеспечить при частоте вращения 16000 об/мин. Для подшипника, находящегося перед компрессором, радиальная сила составляет $-10,8$ Н.

Подшипник воздействует на вал диаметром 40 мм через зафиксированную на нем втулку. Корпус подшипника фиксируется в стакане и регулируется при помощи двух рядов винтов, в количестве трех по окружности для выставления соосности, в передней и задней части подшипника.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1) Приведенная в статье методика позволяет оценить влияние различных параметров работы и геометрии газодинамического подшипника на его несущую способность. Данную ме-

тодику можно использовать для выбора геометрических параметров подшипника для обеспечения его работы в требуемых условиях эксплуатации.

2) Разработанная методика позволяет получить результаты по несущей способности подшипника. При этом разность расчетных результатов в сравнении с существующими экспериментальными данными составила менее 6 % для различной геометрии подшипников и различных частот вращения ротора.

3) Для заданной компоновки малоразмерной газотурбинной установки и ее рабочих параметров выбрана геометрия элементов подшипника и оценена его несущая способность (111,8 Н при 16000 об/мин).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Peng Zhengchun, 2003, Thermohydrodynamic analysis of compressible gas flow in compliant foil bearings. LSU Master's Theses. [Electronic resource], URL: https://digitalcommons.lsu.edu/gradschool_theses/950
2. Peng Zhengchun, Khonsari M., Pascovici Mircea, 2003, On the thermoelastic instability of a thin-film-lubricated sliding contact: A closed-form solution. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 217(3):197-204, DOI:10.1243/135065003765714845
3. Peng Zhengchun, Khonsari M., 2004, Hydrodynamic analysis of compliant foil bearings with compressible air flow. Journal of Tribology 126(3): 542-546, DOI:10.1115/1.1739242
4. Peng Zhengchun, Khonsari M., 2004, On the limiting load-carrying capacity of foil bearings. Journal of Tribology 126(4): 817-818, DOI:10.1115/1.1792697
5. Heshmat H., Walowit J. A., and Pinkus O., 1983, Analysis of Gas-Lubricated Foil Journal Bearings, Journal of Lubrication Technology, Vol. 105, pp. 647-655.
6. Khonsari M., Booser E., 2001, Applied Tribology, John Wiley & Sons. Inc.
7. Harmrock B. J., 1994, Fundamentals of Fluid Film Lubrication, McGraw-Hill, Inc.
8. San Andrés, Luis and Kim, Taeho, 2010, Thermohydrodynamic Analysis of Bump Type Gas Foil Bearings: A Model Anchored to Test Data. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 132(4): 042504, DOI: 10.1115/1.3159386.

ОБ АВТОРАХ

ЮРТАЕВ Артем Алексеевич, магистрант кафедры «Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов», ФГБОУ ВО «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева».

БАДЫКОВ Ренат Раисович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов», ФГБОУ ВО «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева».

ГРИГОРЬЕВ Егор Максимович, аспирант кафедры «Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов», ФГБОУ ВО «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева».

METADATA

Title: Radial gas foil bearing for a small-sized gas turbine plant.

Authors: A. A. Yurtaev¹, R. R. Badykov², E. M. Grigoriev³

Affiliation: Samara National Research University, Russia.

E-mail: ¹yurtaev.aa@ssau.ru, ²renatbadykov@gmail.com, ³grigory1287@gmail.com

Language: Russian.

Source: Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa University of Science and Technology), vol. 28, no. 2 (104), pp. 108-120, 2024.

ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: The article is devoted to the development of a radial gas foil bearing for a small-sized gas turbine plant. Due to the complexity of modeling of work processes in a gas foil bearing using finite element analysis methods, it is necessary to develop an analytical model and its subsequent verification using existing experimental data. Based on the equations of gas dynamics, namely the Reynolds equation and the energy equation, equations are derived to determine the distribution of gas-dynamic pressure and bearing capacity. This model will allow us to select and study the influence of the geometric parameters of a gas foil bearing for the required operating conditions. The results obtained using the procedure proposed in this paper were compared with the experimental data given in papers on gas foil bearings. The geometric parameters of a gas foil bearing providing the necessary operating characteristics were selected. The developed bearings were included into the design of an existing small-sized gas turbine plant.

Keywords: radial gas foil bearing; elastic corrugated element; Reynolds equation; bearing capacity; small-sized gas turbine plant.

About authors:

YURTAEV, Artem Alekseevich, Master's student of the Department of Aircraft Engine Construction and Design, Samara National Research University named after Academician S. P. Korolev.

BADYKOV, Renat Raisovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Aircraft Engine Construction and Design., Samara National Research University named after Academician S. P. Korolev.

GRIGORIEV, Egor Maksimovich, post-graduate student of the Department of Aircraft Engine Construction and Design, Samara National Research University named after Academician S. P. Korolev.