

# Обзор математических моделей для расчета деформаций упругих элементов в лепестковом газовом подшипнике

Темис М.Ю., Мещеряков А.Б.

Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, г. Москва  
e-mail: mikhail.temis@yandex.ru

Выполнен обзор современного состояния математических моделей для расчета характеристик жесткости лепестковых газовых подшипников, в том числе определения напряженно-деформированного состояния контактирующих лепестков в подшипнике. Проведена классификация существующих подходов к расчету лепестковых газовых подшипников, и представлены модели подшипников, начиная с простейших инженерных, применяемых на начальных этапах проектирования газовой опоры, заканчивая прецизионными конечно-элементными моделями, рассматривающими контактное взаимодействие лепестков с учетом несовершенства их формы. Проведен анализ преимуществ и недостатков рассмотренных моделей с учетом стадии проекта, на которой они применяются, при сравнении с экспериментальными результатами. Приведена оценка эффективности применения моделей различного уровня на разных этапах проектирования газовой опоры.

**Ключевые слова:** газодинамический подшипник, лепестковый газовый подшипник, упругогидро-динамический контакт, сухой двигатель.

## Review of mathematical models for calculation of gas foil bearing elastic element deformation

Temis M. Yu., Meshcheryakov A. B.

CIAM, Moscow

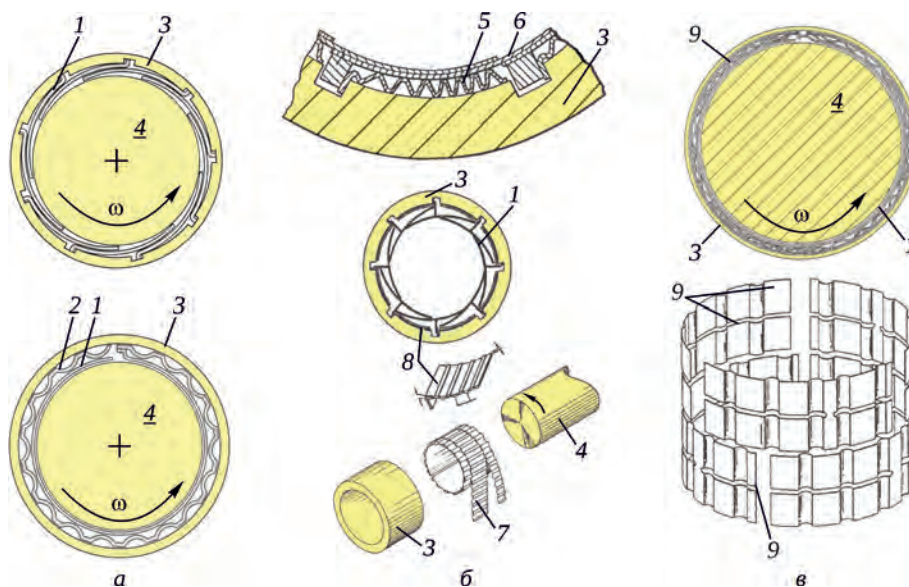
Review of the current mathematical models used for gas foil bearing stiffness characteristic calculations including contacting foils stress-strain state determination is represented. Classification of GFB calculation approaches is carried out. GFB models are reviewed starting from the simplest engineering models, used at the initial gas support design stages and ending with precision finite element models that take foils contact interaction and manufacturing errors into account. Analysis of GFB model advantages and disadvantages for the particular GFB structure design stage is performed versus experimental data. Evaluation of GFB model efficiency for calculations at the different stages of gas support design process is presented.

**Keywords:** gasdynamic bearing, gas foil bearing, elasto-hydrodynamic contact, dry engine.

### Введение

В малоразмерных газотурбинных установках с высокооборотными роторами применяются лепестковые газовые подшипники (ЛГП), не требующие подвода смазки и обладающие рядом преимуществ перед традиционными типами опор качения и масляными подшипниками скольжения [1; 2]. К основным преимуществам применения таких подшипников можно отнести отсутствие системы смазки, возможность работы при высоких

температурах окружающей среды и при больших значениях частоты вращения ротора. В то же время газовая смазка имеет ряд ограничений применения, связанных в основном с невысокой грузоподъемностью газодинамического клина и низким уровнем демпфирования в подшипнике. Начиная с первых разработок в середине XX века и до настоящего времени конструкции ЛГП совершенствуются для снижения влияния ограничений газовой смазки на грузоподъемность опор и их динамические характеристики [3]. Эволюция лепест-



**Рис. 1.** Конструктивные особенности газодинамических подшипников разного поколения [5]:  
*а* – первого; *б* – второго; *в* – третьего; 1 – лепесток; 2 – гофрированный элемент; 3 – обойма; 4 – вал;  
 5 – гофрированный элемент с переменным шагом гофров; 6 – гладкий лепесток; 7 – составной гофрированный элемент; 8 – упругое основание; 9 – составной гофрированный элемент с переменным шагом гофров

ковых газовых подшипников обусловлена требованиями, предъявляемыми к опорам современных роторов, и обеспечивается современными возможностями изготовления и испытаний элементов подшипника [4], а также применением математических моделей ЛГП различного уровня на всех стадиях их жизненного цикла.

Согласно сложившейся инженерной практике, выделяют три поколения лепестковых подшипников (рис. 1), каждому из которых присущи свои конструктивные особенности. Подшипники, сочетающие в себе конструктивные особенности нескольких типов опор (например, жесткие колодки, упругие элементы для удержания колодок, подача смазки под давлением и т.п.), могут быть рассмотрены как четвертое поколение газовых подшипников. Базовыми рабочими элементами лепесткового газового подшипника являются: гладкий лепесток, опирающийся на упругий элемент, который, в свою очередь, контактирует с обоймой. При вращении вала между его внешней поверхностью и гладким лепестком образуется переменный радиальный зазор, в котором создается давление, действующее на вал и поддерживающее его в равновесном положении. Под действием давления смазки гладкий лепесток и упругие элементы подшипника деформируются, обеспечивая форму зазора для газодинамического клина.

Математические модели, применяемые на разных стадиях жизненного цикла лепесткового газового подшипника, предполагают рассмотрение комплексной многодисциплинарной задачи [5–7], которая требует совместного решения задач теории течения смазки в зазоре и расчета напряженно-деформированного

состояния (НДС) упругих элементов в подшипнике. Для достижения требуемых эксплуатационных характеристик подшипника необходимо обеспечить требуемую грузоподъемность в рабочем диапазоне частоты вращения ротора газотурбинной установки, учитывая изменение размеров рабочих элементов подшипника под действием температуры, погрешности монтажа и регулировки, а также прочие факторы, влияющие на величину зазора в подшипнике.

Характеристики жесткости лепестковых газовых подшипников при заданных параметрах работы (частота вращения, температура воздуха в зазоре) и заданном смещении шейки вала определяются геометрией зазора для смазки, которая зависит от соотношения основных размеров поддерживающих гладкий лепесток упругих элементов. Поэтому при проектировании лепесткового газового подшипника уже на начальном этапе проектирования необходимо выбрать основные конструктивные параметры подшипника, которые позволят обеспечить требуемую грузоподъемность. Для решения этой проблемы требуется разрабатывать «быстрые» и «гибкие» математические модели, обеспечивающие удовлетворительную точность результатов и позволяющие в сжатые сроки выполнять большой объем расчетов характеристик опор при варьировании их основных конструктивных параметров.

В настоящей статье представлен обзор расчетных моделей для определения параметров ЛГП, начиная с инженерных формул и заканчивая полными численными моделями, учитывающими контактное взаимодействие между лепестками, в том числе с учетом допусков на изготовление и сборку лепестков в подшипнике.

## Модели упругого основания для расчета деформирования лепестков

В работах [8; 9] для определения упругих свойств радиального ЛГП была предложена модель однородного линейно-упругого основания. В ее основу были положены следующие допущения: постоянство жесткости основания; отсутствие прогибов гладкого лепестка между вершинами гофров; отсутствие сил трения между упругими элементами подшипника. С учетом вышеперечисленного, жесткость гофрированного элемента определяется на основе аналитической зависимости для зазора, учитывающей, помимо распределения давления в зазоре, только характеристики материала и геометрию гофров:

$$h(s, z) = \underbrace{[\delta - e \cos(s/R)]}_{h_{\text{ном}}} + \underbrace{\left[ \frac{2p_a S_b}{\delta E} \left( \frac{l_b}{t_b} \right)^3 (1 - \mu^2) \left( \frac{p(s, z)}{p_a} - 1 \right) \right]}_{h_{\text{де}}},$$

где  $\delta$  – радиальный зазор в подшипнике;  $e$  – эксцентриситет шейки вала;  $s$  – ось на поверхностях скольжения, направленная в сторону относительного движения поверхностей скольжения;  $z$  – ось, совпадающая с осью подшипника;  $R$  – радиус шейки вала;  $p_a$  – давление окружающей среды;  $S_b$  – шаг гофрированного элемента;  $l_b$  – половина длины дуги проекции гофра на окружное направление;  $t_b$  – толщина гофрированного элемента;  $E$  и  $\mu$  – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала упругих элементов подшипника;  $p(s, z)$  – давление газовой смазки в зазоре.

На основе выводов исследований [8–11] была предложена более сложная модель для учета упругих свойств гофрированного элемента на примере конструкции осевого лепесткового подшипника: модель однородного упругого основания с линейно изменяющейся (увеличивающейся от закрепленного к свободному краю) податливостью (рис. 2, где  $\alpha$  – центральный угол дуги гофра;  $L$  – осевая длина подшипника). В рамках предложенной модели рассматривались две схемы закрепления гофра: с одним жестко закрепленным краем и

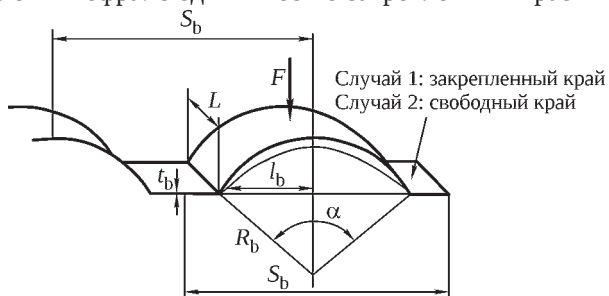


Рис. 2. Параметры гофра [8–11]

двумя свободными краями, – при этом в формулах для расчета жесткостей гофров специальным множителем учитывается наличие сил трения в зоне контакта между гофрированным элементом и обоймой подшипника. Граничные условия в первой модели конструктивно соответствуют гофру, близкому к месту жесткого закрепления гофрированного элемента:

$$\frac{12l_b^3 S_b J (1 - \mu^2)}{E \delta^3 \sin^3(\alpha/2)},$$

во второй модели – гофру, близкому к свободному краю:

$$\frac{6l_b^3 S_b I (1 - \mu^2)}{E \delta^3 \sin^3(\alpha/2)},$$

$$\text{где } I = \left( A^2 + \frac{1 + \mu^2}{2} \right) \frac{\alpha}{2} - \frac{(1 - \mu^2) \sin \alpha}{4} - \frac{\mu (\cos \alpha - 1)}{2} - 2A [1 - \cos(\alpha/2) + \mu \sin(\alpha/2)];$$

$$A = \sin(\alpha/2) + \mu \cos(\alpha/2);$$

$$J = y_a \left( A (\cos(\alpha/2) - 1) + \frac{\mu (1 - \cos \alpha)}{4} \right) + (1 - y_a) \left( \frac{\alpha}{4} - \frac{\sin \alpha}{4} \right);$$

$$y_a = \frac{- \left( \frac{3 \sin \alpha}{4} - \frac{\alpha}{4} - \sin(\alpha/2) \right)}{A \alpha \sin(\alpha/2) - 2\mu \sin^2(\alpha/2) + \alpha/2 - \sin(\alpha/2)}.$$

Основным преимуществом аналитических моделей оценки жесткости лепесткового подшипника, предложенных в [8–11], является их простота и гибкость с точки зрения возможности варьирования геометрических параметров. Это делает их особенно удобными при расчете характеристик жесткости подшипника на стадии определения типа и размеров основных конструктивных элементов лепесткового подшипника. Следует отметить, что многие последующие работы, посвященные проблемам расчета характеристик газодинамических подшипников, часто основываются на результатах и выводах, полученных в [8–11]. Поэтому эти работы могут рассматриваться как основополагающие применительно к проблеме расчета характеристик упругих элементов ЛГП.

Однако степень детализации моделей упругого основания недостаточна для решения задач упруго-газодинамического контакта в подшипниках с более сложной геометрией лепестков и исследования НДС упругих элементов подшипника. Эти модели не учитывают особенности конструкции упругих элементов, в том числе дискретный характер опирания гладкого лепестка, не рассматривают взаимное влияние деформаций гофров в окружном направлении, а также не рас-

смазывают локальные деформации гладкого лепестка и влияние ограниченной длины подшипника. Как продемонстрировали дальнейшие исследования, вклад от учета перечисленных эффектов оказывается весьма существенным при расчете характеристик жесткости и демпфирования газовых подшипников, что является причиной для разработки более точных моделей расчета газовых подшипников.

### Упрощенные численные модели для расчета деформаций упругих элементов подшипника

Развитие современных методов исследования конструкций, в частности метода конечных элементов (МКЭ), и появление коммерческих программных комплексов, позволяющих решать широкий круг задач, дает возможность получать более точные результаты при решении задачи расчета НДС газовых опор. Разработано большое количество подходов к созданию моделей деформирования лепестков в газовых подшипниках, отличающихся размерностью решаемой задачи (двух-, трехмерная), степенью детализации и быстродействием. Разнообразие существующих математических моделей позволяет с той или иной степенью точности рассчитать НДС упругих элементов газовых подшипников практически любого поколения, с рабочими элементами произвольной геометрической формы с учетом их контактного взаимодействия, трения, влияния температур, наличия конструктивных дефектов и отклонений от номинальных размеров и т.д.

Имеющиеся на сегодняшний день численные модели газодинамических подшипников условно подразделяются на два вида: 1) полные, в которых все рабочие упругие элементы газовой опоры (гладкий лепесток, гофрированный лепесток и обойма) моделируются в явном виде, и 2) упрощенные, в которых один из элементов, чаще всего гофрированный лепесток, представляется в виде совокупности упругих элементов с предварительно определенными характеристиками

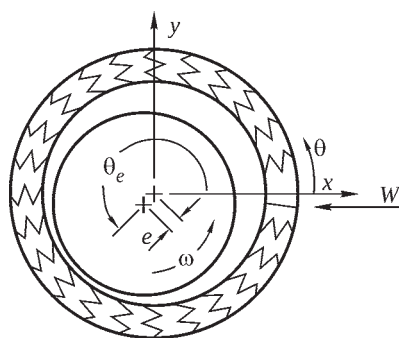


Рис. 3. Модель газодинамического лепесткового подшипника с гофрированным элементом в виде упругого основания [12]

жесткости и демпфирования, соответствующими исходной геометрии гофрированного лепестка.

В работе [12] была предложена полносвязная КЭ-модель газодинамического подшипника, где гладкий лепесток рассматривался как незамкнутая цилиндрическая оболочка, а гофрированный элемент представлялся в виде дискретно расположенных рядов независимых пружин (рис. 3). Был разработан собственный конечный элемент, вектор состояния которого включает в себя компоненты, описывающие деформации гладкого лепестка, уложенного на дискретно-упругое основание, давление и толщину слоя смазки. Результаты расчета деформированного состояния гладкого лепестка, приведенные в [12], демонстрируют качественное отличие от полученных ранее по моделям упругого основания [8–11], заключающееся в наличии области отрыва лепестка от гофрированного поддерживающего основания в зоне действия отрицательного избыточного давления газовой смазки (зоне разрежения).

Позднее в работе [13] было предложено рассматривать гофрированный элемент как сложное упругое основание, деформирующееся не только в радиальном, но и в окружном направлении (рис. 4). Жесткость такого элемента определялась на основе его балочной КЭ-модели. Деформации системы гладкий лепесток – гофрированный элемент вычислялись на основе вариационных соотношений теории изгиба пластин и оболочек. Фрикционное взаимодействие рабочих элементов подшипника рассматривалось как вязкое трение на этапе определения динамических (зависящих от скорости смещения) коэффициентов жесткости подшипника. Полученные результаты показали, что при больших значениях коэффициента трения конструкция обладает наименьшей демпфирующей способностью.

В рамках еще одной работы [14] был исследован вопрос анизотропии характеристик жесткости и демпфирования газодинамического подшипника в осевом направлении опоры. Рассмотрен ряд вариантов компоновки пакета гофрированных лепестков с разной жесткостью. Результаты исследований подтверждают воз-

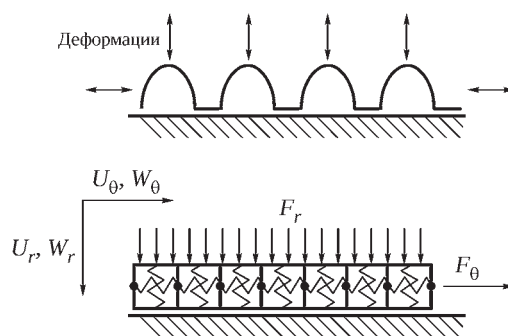


Рис. 4. Модифицированная модель гофрированного элемента в виде упругого основания с окружной деформацией [13]



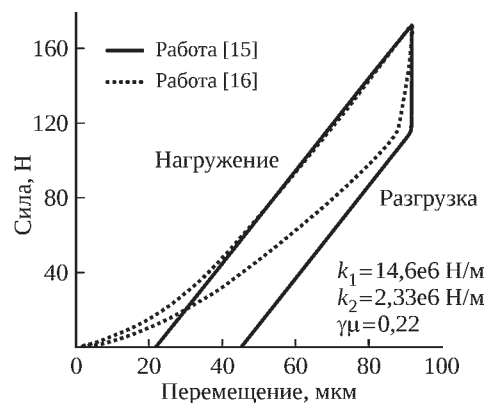
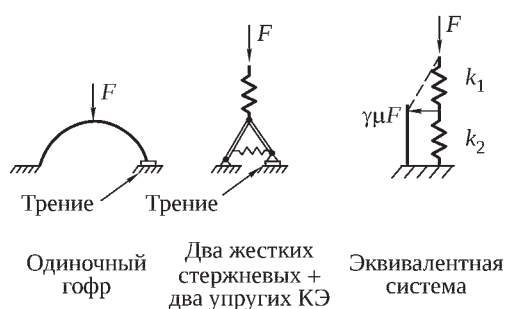


Рис. 5. Стержневая модель гофрированного элемента [15]

возможность и эффективность управления жесткостью газовой опоры за счет надлежащего выбора компоновки пакета гофрированных поддерживающих элементов с целью получения оптимальной конфигурации пакета, обеспечивающей наибольшую грузоподъемность опоры.

На основе обобщения результатов работ [12–14] был сделан вывод о необходимости проведения детальных исследований статических и динамических характеристик жесткости и демпфирования газодинамического подшипника с применением полной математической модели, учитывающей все описываемые эффекты.

Идея упрощенного моделирования гофров с помощью линейно-упругих элементов и, соответственно, всего гофрированного элемента как совокупности изолированных линейно-упругих элементов была предложена в работе [15], посвященной проблеме демпфирования в газодинамических опорах. Сравнение результатов решения статической задачи нагрузки-разгрузки с результатами эксперимента, приведенными в работе [16], показало слабую достоверность модели простого (жесткого) кулоновского трения. В связи с чем была предложена модель упругого кулоновского трения, учитывающая зависимость силы трения от величины перемещения.

В работе [15] каждый гофр моделируется двумя нелинейными упругими элементами. Один из них моделирует только упругую работу связки лепестков – гофр. Характеристики такого упругого элемента вычисляются с помощью упрощенной конечно-элементной модели, в которой гладкий лепесток моделируется линейным упругим элементом, а гофр – двумя жесткими стержневыми элементами и одним соединяющим их упругим элементом (рис. 5). Другой нелинейный упругий элемент моделирует фрикционное взаимодействие гофров с обоймой.

В отличие от модели распределенного упругого основания [8–11], в которой окружные деформации гофрированного лепестка и, соответственно, силы трения не учитываются, и модели дискретно-упругого

основания [12–14], где фрикционное взаимодействие между рабочими элементами подшипника рассматривается как силы внутреннего вязкого трения в материале гофрированного элемента, в работе [15] фрикционное взаимодействие рабочих элементов подшипника учитывается как дополнительная сила, действующая на гофр в окружном направлении. Сила трения направлена по касательной, проведенной в точке контакта с гладким лепестком, и равна произведению радиального усилия на коэффициент трения. При этом коэффициент трения покоя и коэффициент трения скольжения полагаются одинаковыми.

По результатам расчетов с помощью модели, предложенной в [15], были получены характерные отличия в параметрах жесткости подшипника при его статической нагрузке и разгрузке (гистерезис), что согласуется с результатами ряда экспериментов [17–20].

В работах [10; 16; 21; 22] на примере трехлепесткового радиального подшипника рассмотрена стержневая модель гофрированного элемента, учитывающая наличие фрикционного взаимодействия в зонах контакта рабочих элементов подшипника, а также взаимное влияние деформаций гофров друг на друга (рис. 6). Каждый гофр поддерживающего элемента представлен в виде дугового стержня, края которого соединены с соседними гофрами жесткими прямолинейными стержнями. Гипотезы и допущения, положенные в основу модели, заключаются в следующем: нагрузка со стороны гладкого лепестка передается строго на вершину каждого гофра (контакт по образующей), при этом прогибы гладкого лепестка между гофрами не учитываются, гофры не отрываются от корпуса, деформации гофров в окружном направлении однородны и постоянны, все деформации упругие, взаимодействие между шейкой вала и гладким лепестком отсутствует. Определение перемещений в предложенной модели велось интегрированием дифференциального уравнения изогнутой оси, записанного для балки Тимошенко.

Полученные результаты продемонстрировали анизотропию распределения жесткости радиального ЛГП

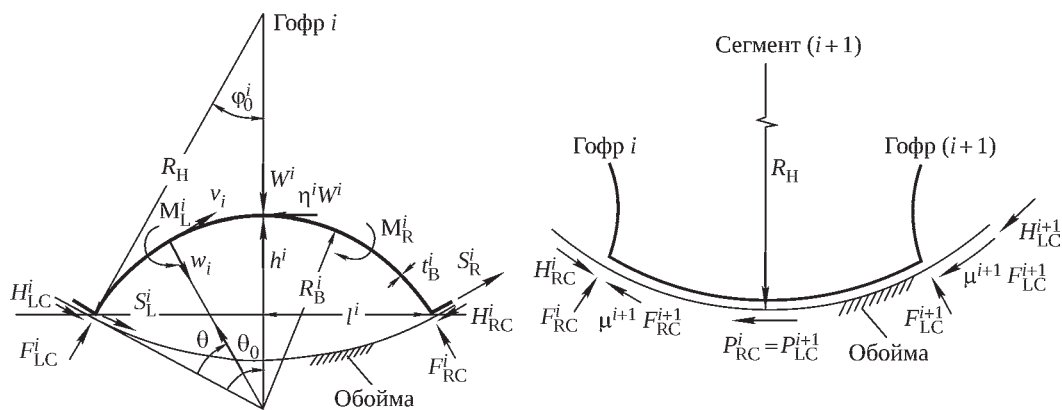


Рис. 6. Стержневая модель гофрированного основания [10; 16; 21; 22]

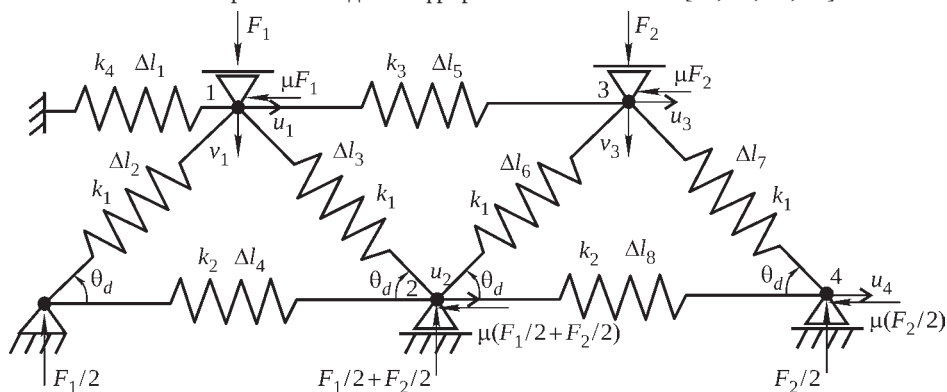


Рис. 7. Модель гофрированного элемента в виде упругих пружин [17; 23]

в окружном направлении в зависимости от характера приложенной нагрузки и тем самым подтвердили необходимость учета взаимного влияния деформаций гофров друг на друга при определении характеристик жесткости газодинамической опоры. Также было продемонстрировано, что для каждого из гофров в зависимости от характера и величины давления газовой смазки в зазоре между гладким лепестком и шейкой вала может реализовываться два различных рабочих состояния: в первом случае, когда горизонтальная (окружная) сила в зоне контакта гофра и обоймы превосходит силу трения скольжения, гофрированный сегмент оказывается незакрепленным и, следовательно, подвижным в горизонтальном (окружном) направлении; в случае же, когда окружная сила меньше силы трения скольжения, имеет место эффект запирания гофрированного сегмента в окружном направлении, благодаря чему жесткость рассматриваемого гофрированного сегмента существенно увеличивается. Кроме того, предложенная модель позволила подтвердить полученное ранее экспериментально различие в характеристиках жесткости опоры при ее нагрузке и разгрузке.

Несмотря на преимущества данной модели перед описанными ранее, полученные результаты носили качественный характер, поскольку рассматривалось нагружение подшипника идеализированным линейным (не реальным) распределением давления смазки.

В работах [17; 23] каждый гофр представлен в виде треугольной конструкции, состоящей из упругих элементов, характеристики жесткости которых вычисляются по соответствующему направлению (рис. 7). Деформации упругих элементов ЛГП определяются с учетом нелинейного кулоновского трения в зонах контакта. Предложенная модель газовой опоры использовалась в качестве составной части более сложной нелинейной динамической модели ротора, рассмотренной в [23].

Сила трения между гофром и гладким лепестком представлена в виде горизонтальной нагрузки, приложенной к вершине гофра. Жесткости упругих элементов и направления действия усилий в них определялись по теореме Кастильяно (энергетический способ определения перемещений системы). После вычисления жесткостей по предложенной модели гофра производится составление матрицы жесткости гофрированного элемента, которая может быть встроена в линейную упругую модель для расчета деформаций гладкого лепестка, описывающуюся соотношением:

$$[K]\{U\} = \{F\}.$$

Модель продемонстрировала хорошую согласованность с данными экспериментального определения характеристик грузоподъемности газового подшипника.

Схожая концепция построения упрощенной модели гофрированного основания была рассмотрена в [24]:

предложена модель гофра, состоящая из двух жестких стержневых элементов, соединенных между собой в точке, совпадающей с вершиной гофра, а в основании – упругим элементом, жесткость которого, как и в предыдущей работе, определяется из расчета перемещений соответствующей точки гофра в соответствующем направлении по теореме Кастильяно (рис. 8). Фрикционное взаимодействие между рабочими элементами подшипника учитывается как внешняя сила, приложенная в точках контакта, действующая в окружном направлении и равная произведению радиальной силы на коэффициент трения.

При этом в отличие от модели в работах [17; 23], в которой все рабочие упругие элементы газовой опоры заменяются эквивалентными пружинами, в данном случае гладкий лепесток моделируется изогнутым стержнем. Такой подход позволяет не только определить характеристики жесткости подшипника, но и оценить НДС гладкого лепестка. На примере подшипника с одним гладким лепестком была проведена оценка влияния коэффициента трения на грузоподъемность опоры: расчеты показали увеличение грузоподъемности на 30% при увеличении коэффициента трения с 0,1 до 0,5.

В работах [25; 26] предложена плоская конечно-элементная балочная модель гофрированного элемента с тремя степенями свободы в каждом узле (рис. 9).

Подход к моделированию силы трения в данной работе аналогичен реализованному в ранее рассмотренных [17; 23]. Результаты расчетов статических характеристик жесткости по плоской балочной модели [25; 26]

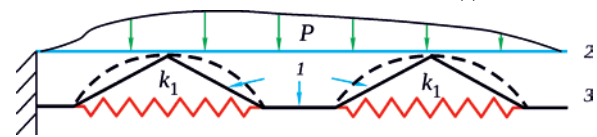


Рис. 8. Стержневая модель гофрированного элемента [24]:  
1 – жесткий стержень; 2 – гладкий лепесток;  
3 – гофрированный элемент

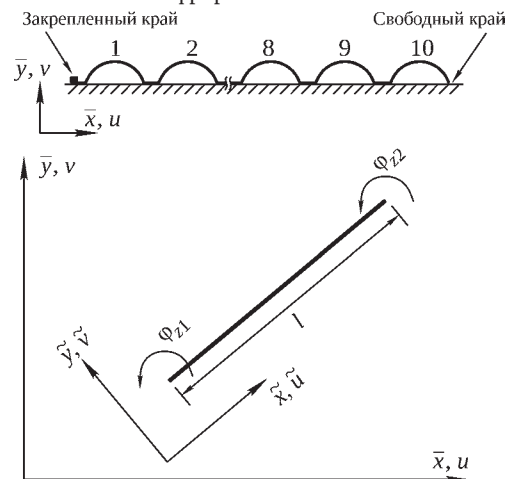


Рис. 9. Стержневая КЭ-модель гофрированного элемента [25; 26]

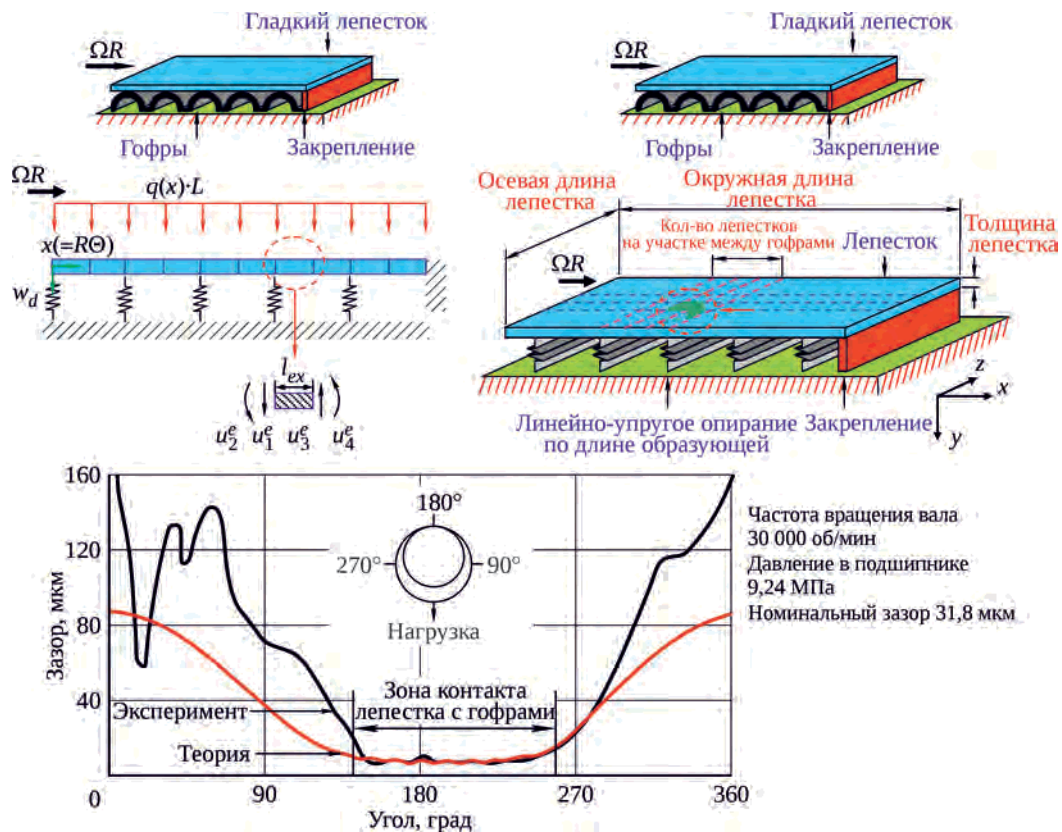


Рис. 10. Модели деформирования лепестков в подшипнике [28]

продемонстрировали хорошую согласованность с результатами аналогичных расчетов, приведенных в работах [17; 23] для однолепесткового газового подшипника с пятью поддерживающими гофрированными элементами. Расчетные исследования показали слабое влияние коэффициента трения на величину минимального рабочего зазора в газовой опоре, что также подтверждается данными эксперимента [27].

Главной общей особенностью моделей в работах [10; 17; 23; 24; 25; 26], в отличие от представленных ранее моделей упругого основания и дискретно-упругого основания, является возможность учета взаимного влияния деформаций гофров в окружном направлении. Кроме того, реализована возможность учета двух рабочих состояний гофра: запертого (стесненного) и свободного, – что первоначально было продемонстрировано в работе [10]. Результаты, приведенные в [25; 26], показали хорошую согласованность с экспериментальными данными об определении статической жесткости на примере конструкции однолепесткового подшипника с пятью поддерживающими гофрированными элементами и подтвердили основные выводы, приведенные в [10].

В работе [28] для оценки НДС гладкого лепестка предложены одномерная балочная и двумерная оболочечная конечно-элементные модели (рис. 10). Жесткость гофрированного основания вычисляется при этом на основе инженерной модели [11]. Результаты, полученные с помощью одномерной и двумерной моделей, продемонстрировали пригодность данных моделей для оценки НДС гладкого лепестка. В частности, деформированная геометрия средней линии гладкого лепестка свидетельствует о наличии прогибов лепестка между гофрами (см. рис. 10).

В работе [29] деформированная геометрия гладкого лепестка определяется на основе теории изгиба пластин, а жесткость каждого гофра вычисляется по конечно-элементной балочной модели с учетом фрикционного взаимодействия между рабочими элементами подшипника (рис. 11). При этом расчет НДС гофриро-

ванного элемента и гладкого лепестка производится последовательно: сначала рассчитывается НДС гофрированного элемента под действием результирующих сосредоточенных сил от распределенного в зазоре давления, приложенных в зонах контакта вершин гофров и наружной поверхности гладкого лепестка, затем определяется НДС гладкого лепестка с учетом реального распределения давления газовой смазки по его внутренней поверхности с учетом граничных условий – деформированного состояния гофрированного элемента. Результаты, полученные в работе [29], подтвердили необходимость учета локальных деформаций гладкого лепестка между гофрами и их влияние на характеристики грузоподъемности газовой опоры.

### Полные конечно-элементные модели для расчета деформаций упругих элементов подшипника

Завершающим этапом проектирования газодинамической опоры является ее поверочный расчет. На данном этапе основные параметры самой газовой опоры и ее рабочих элементов определены, и целями дальнейшего исследования являются:

- проверка соответствия спроектированной опоры техническим требованиям в части характеристик жесткости;
- оценка НДС и надежности рабочих элементов опоры;
- оценка чувствительности конструкции опоры к погрешностям изготовления и монтажа.

Большинство описанных выше математических моделей не позволяют в полной мере учесть все особенности взаимодействия рабочих элементов подшипника и их совместной работы: самые простые модели не позволяют учитывать взаимное влияние НДС соседних гофров, в более сложных невозможно моделировать отрыв гладкого лепестка от гофрированного и т.п.

Очевидно, что степень критичности влияния того или иного эффекта на рабочие характеристики под-

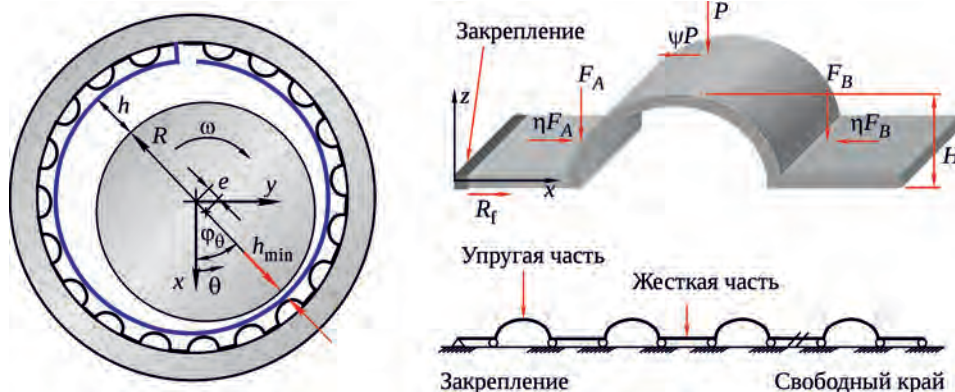


Рис. 11. Модели деформирования лепестков в подшипнике [29]



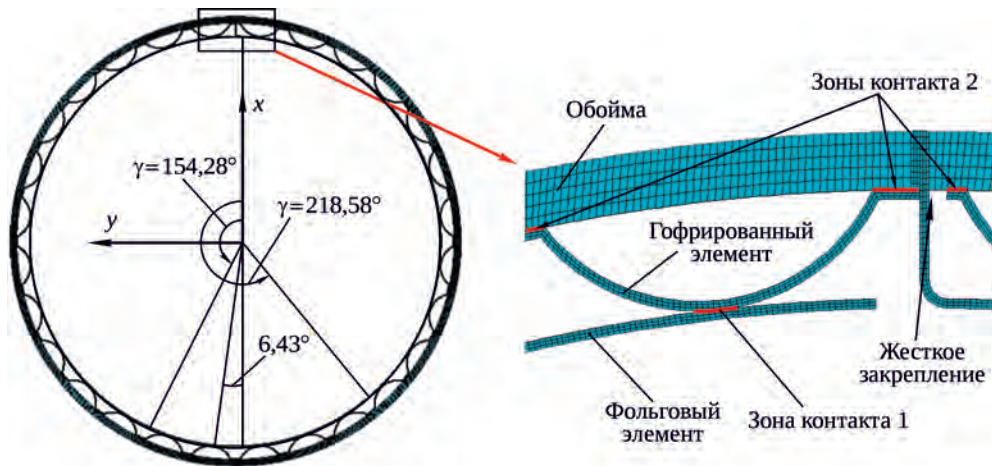


Рис. 12. Конечно-элементная модель лепесткового газового подшипника [5] (где  $\gamma$  – угол смещения вала)

шипника и НДС его упругих элементов необходимо исследовать дополнительно с применением более подробных математических моделей.

В работе [5] авторами была предложена полная КЭ-модель ЛГП. Задача течения газовой смазки в зазоре между рабочими поверхностями подшипника решалась с помощью нелинейного двухмерного уравнения Рейнольдса для сжимаемой жидкости, а для определения НДС рабочих элементов подшипника использовалась плоская КЭ-модель, основанная на применении теории плоского деформированного состояния (рис. 12).

Разработанная модель продемонстрировала хорошую согласованность с экспериментальными данными (рис. 13 и рис. 16), представленными в работах [17; 30]. Также показано, что предложенная КЭ-модель отрабатывает такие характерные для газодинамического подшипника эффекты, как провисание гладкого лепестка в зонах между вершинами гофров и отрыв гладкого лепестка от гофрированного в зоне действия разреженного давления (рис. 13 – рис. 16).

Представленная в [5] КЭ-модель лепесткового газового подшипника совершенствовалась и дополнялась

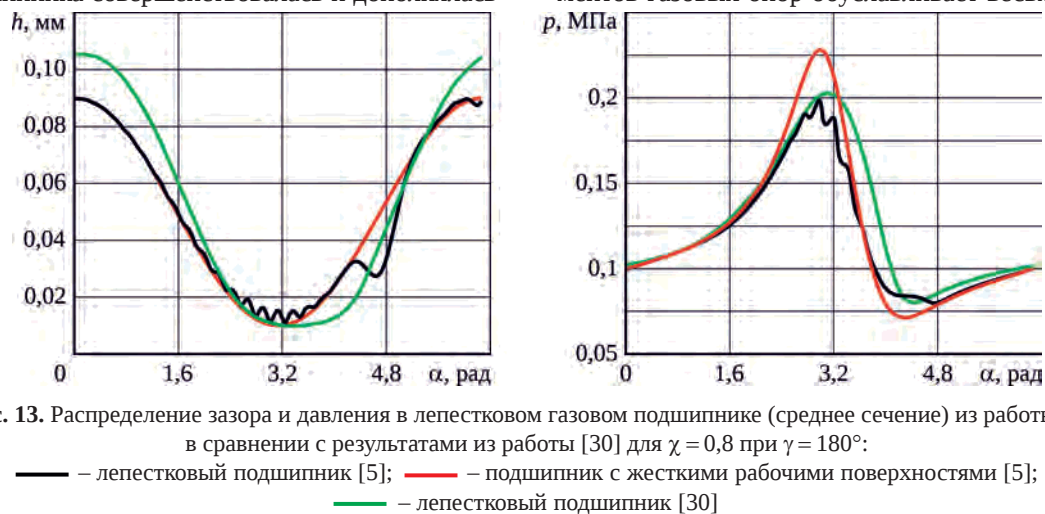


Рис. 13. Распределение зазора и давления в лепестковом газовом подшипнике (среднее сечение) из работы [5] в сравнении с результатами из работы [30] для  $\chi = 0,8$  при  $\gamma = 180^\circ$ :  
 — лепестковый подшипник [5]; — подшипник с жесткими рабочими поверхностями [5]; — лепестковый подшипник [30]

авторами в последующих работах при применении к другим конструкциям подшипников [6; 31–36].

Также авторами были проведены дополнительные сравнительные исследования с использованием данных статических экспериментов по определению жесткости подшипника. Полученные результаты расчетов (рис. 16) также продемонстрировали хорошую согласованность с данными эксперимента. При этом стоит отметить, что разработанная КЭ-модель учитывает еще один характерный эффект газового подшипника – различия в упругих характеристиках при нагрузке-разгрузке (гистерезис).

Положения и допущения, заложенные авторами в основу модели радиального газового подшипника, были впоследствии распространены на модель осевого подшипника (рис. 17). В работе [7] разработана методика расчета характеристик осевого газодинамического подшипника, а также проведено исследование влияния исходной геометрии лепестков и способа их монтажа на рабочие характеристики и НДС упругих элементов подшипника (рис. 17 – рис. 20).

Диапазон рабочего зазора и толщины рабочих элементов газовых опор обуславливает весьма жесткие

требования к точности изготовления элементов и их последующему монтажу. При изготовлении упругих элементов газовых опор используются штамповочные и прокатные устройства [20; 37; 38], точность калиб-

ровки которых оказывает прямое влияние на качество изготавливаемых деталей. Реальные конструкции газовых подшипников обладают различными дефектами, среди которых наиболее распространены дефекты

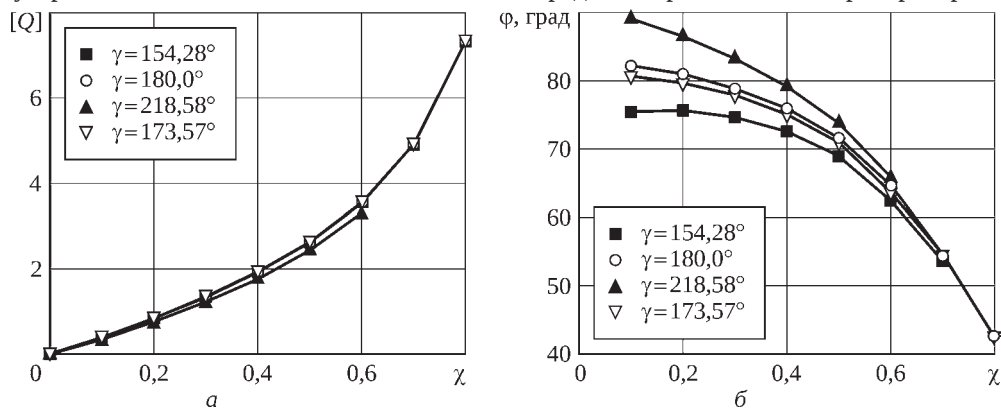


Рис. 14. Интегральные характеристики лепесткового газового подшипника, полученные по 2D-модели: а – безразмерная подъемная сила  $[Q]$ ; б – угол ( $\phi$ ) между направлениями  $[Q]$  и относительным эксцентриситетом ( $\chi$ )

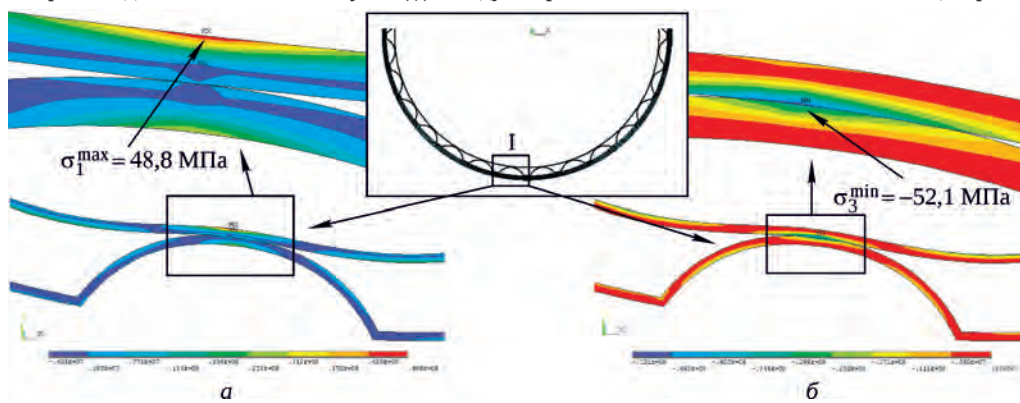


Рис. 15. НДС упругих элементов лепесткового газового подшипника:

а – первое главное напряжение в зоне максимального давления; б – третье главное напряжение в зоне максимального давления

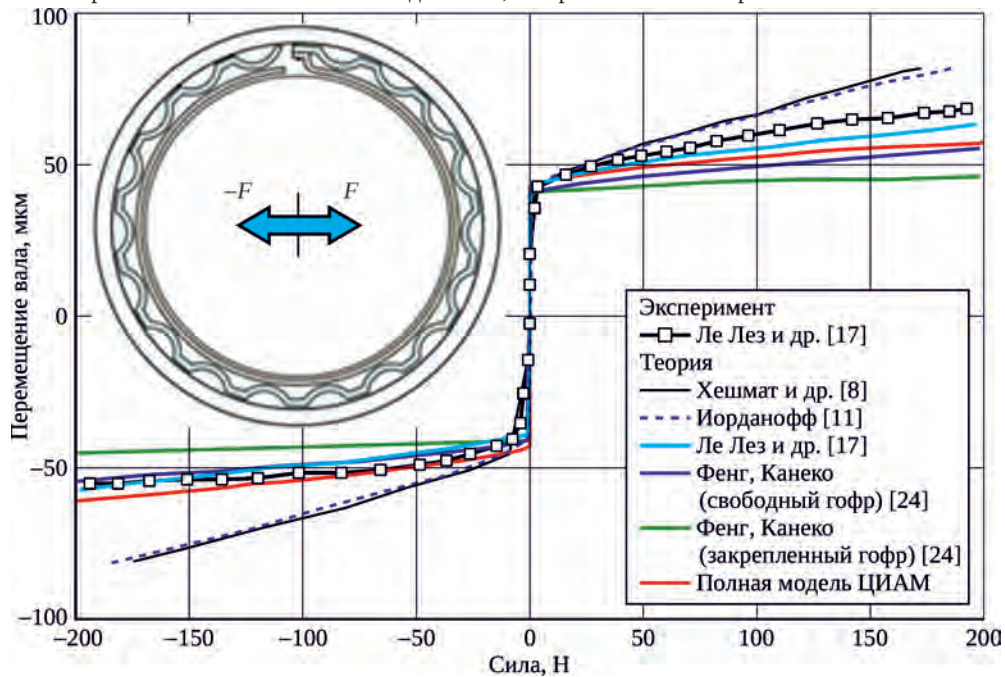


Рис. 16. Статические характеристики жесткости подшипника, вычисленные по различным моделям

формы гофров (кривизны), приводящие, как правило, к локальной потере контакта между соответствующими элементами конструкции опоры и/или неравномерности шага гофров (рис. 21). Для гладкого лепестка наиболее характерным является дефект овалности первоначальной формы, однако, учитывая его более малую по сравнению с гофром жесткость, этот дефект не оказывает существенного влияния на характеристики жесткости опоры. Кроме того, данный дефект может быть полностью устранен при установке шейки вала в подшипник за счет ее предварительного контакта с гладким лепестком и существенно большей жесткости.

В работе [20] на примере полной трехмерной КЭ-модели рассматриваются различные комбинации дефектов (высота гофра, длина гофра, радиус кривизны всего гофрированного элемента) и оценивается степень их влияния на характеристики жесткости подшипника. Авторами учитывалось произвольное распределение дефектов, определяемое с помощью генератора случайных чисел в заданном диапазоне отклонений. Результаты исследований показали, что наибольшее влияние на характеристики жесткости оказывает дефект высоты гофра. В некоторых случаях падение жесткости может достигать 40% по сравнению с проектной моделью

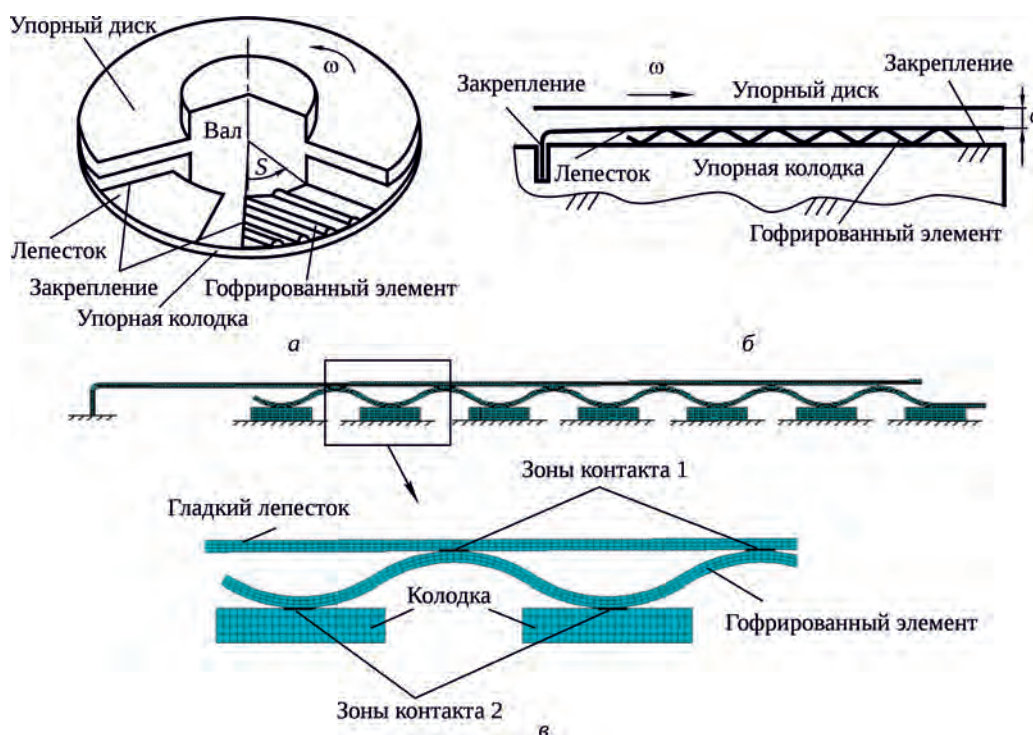


Рис. 17. Модель осевого лепесткового газового подшипника [7]:  
а – конструкция; б – окружное сечение; в – КЭ-модель

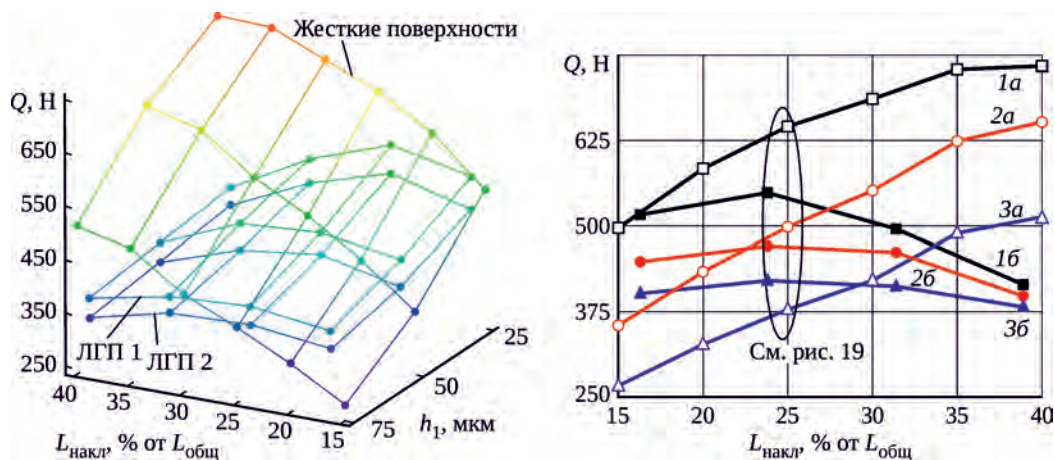
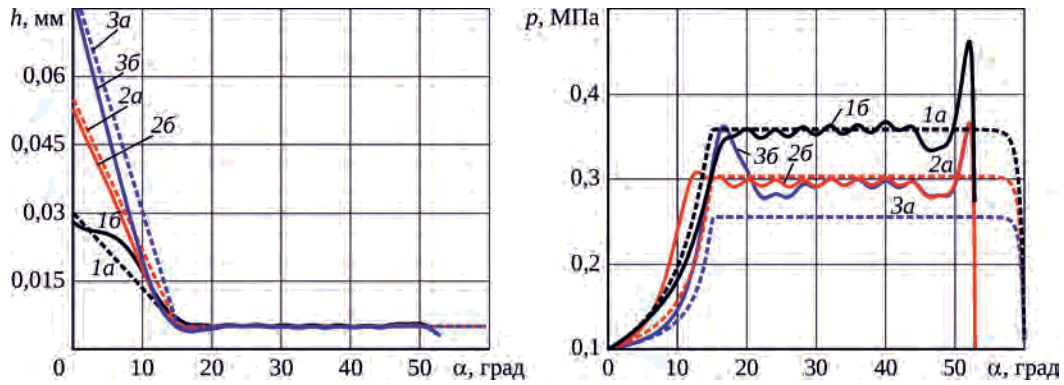
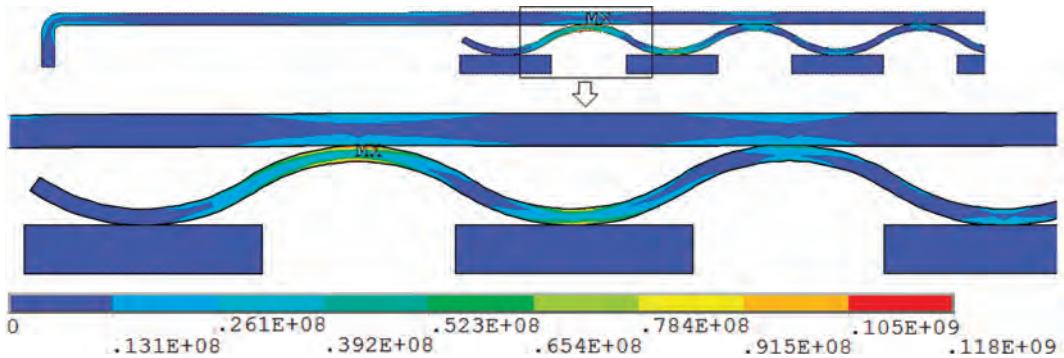


Рис. 18. Подъемная сила:  
 $h_1 = 25$  мкм (1а – жесткие поверхности; 1б – ЛТП 1);  $h_1 = 50$  мкм (2а – жесткие поверхности; 2б – ЛТП 1);  
 $h_1 = 75$  мкм (3а – жесткие поверхности; 3б – ЛТП 1)

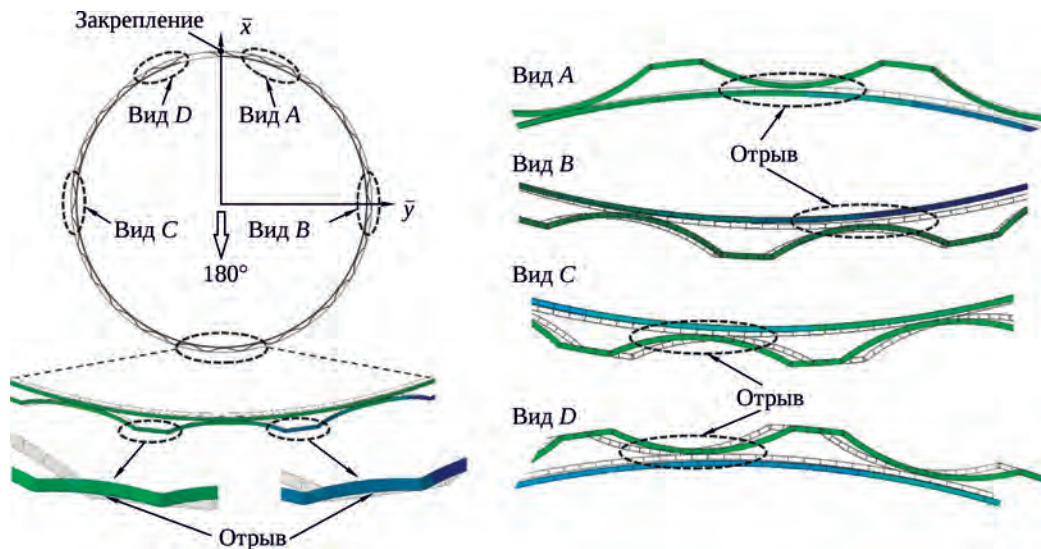




**Рис. 19.** Распределение зазора и давления для конструкции ЛПП 1:  
 $h_1 = 25$  мкм (1a – жесткие поверхности; 1б – ЛПП 1);  $h_1 = 50$  мкм (2a – жесткие поверхности; 2б – ЛПП 1);  
 $h_1 = 75$  мкм (3a – жесткие поверхности; 3б – ЛПП 1)



**Рис. 20.** Эквивалентное напряжение (Па) рабочих элементов шестиколодочного ЛПП 1 ( $h_1 = 25$  мкм;  $L_{\text{накл}} = 23,8\% L_{\text{общ}}$ ;  $c = 3$  мкм)



**Рис. 21.** Дефекты в конструкции радиального лепесткового газового подшипника [20]

(без дефектов). Также результаты продемонстрировали существенное отличие жесткости подшипника при сравнении с вычисленной по упрощенной модели [11].

## Заключение

На основе обзора расчетных моделей лепестковых газовых подшипников выполнен анализ допущений,

положенных в основу каждой представленной модели. Проведено сравнение результатов по представленным моделям с экспериментальными данным. Сформулированы ограничения применимости той или иной модели, что позволило определить возможность применения различных моделей в процессе разработки ЛПП.

Наиболее простыми являются аналитические модели, в которых конструкция подшипника модели-



---

руется однородным упругим основанием с постоянной или линейно меняющейся жесткостной характеристикой. Такие модели демонстрируют наибольшее расхождение с экспериментальными данными и актуальны для оценки упругих свойств ЛГП на начальных этапах исследования, так как позволяют проводить большое количество расчетов при минимальных затратах ресурсов.

Упрощенные конечно-элементные модели, в которых гофрированный элемент ЛГП представляется совокупностью связанных между собой упругих и жестких элементов, позволяют учитывать взаимное влияние деформаций гофров, трение в зонах контакта рабочих упругих элементов подшипника, прогибы гладкого лепестка между гофрами, а также получить более близкие к экспериментальным данным результаты. Однако и эти модели не позволяют исследовать особенности НДС упругих элементов ЛГП. Например, большинство упрощенных моделей не учитывают качественный эффект, заключающийся в отрыве гладкого лепестка от гофрированного упругого элемента в зоне разрежения. Применение упрощенных моделей актуально для определения геометрических свойств лепестков на стадии детального проектирования. Некоторые из представленных моделей могут также использоваться для расчета динамических коэффициентов подшипников и в качестве составной части динамических моделей роторов.

Полные конечно-элементные модели ЛГП, появившиеся с развитием конечно-элементных программных

комплексов, предоставляют возможность оценить НДС упругих элементов ЛГП наиболее подробно и точно. Результаты, полученные с использованием полных КЭ-моделей, наиболее близки к данным экспериментов. Помимо непосредственного расчета НДС упругих элементов ЛГП, полные модели позволяют исследовать влияние различного рода дефектов геометрии и монтажа. К недостаткам полных конечно-элементных моделей ЛГП можно отнести их сильную нелинейность и, как следствие, чувствительность к точности моделирования контакта. Это оказывает прямое влияние на сходимость задачи и скорость проведения расчетов. Использование полных конечно-элементных моделей ЛГП актуально на завершающих стадиях проектирования, при поверочных расчетах.

Целесообразность применения расчетной модели газовой опоры соответствующего уровня точности на каждой из стадий проектирования конструкции газовой опоры определяется в том числе ресурсозатратностью выполнения расчетов с применением выбранной модели. Использование точных и нересурсозатратных моделей на ранних стадиях проектирования позволит сократить вариативность конструкции ЛГП и объем расчетов на последующих стадиях проектирования.

Рассмотренные в обзоре особенности различных математических моделей ЛГП могут служить базой для разработки новых моделей в области проектирования современных газовых опор.

## Литература

1. Темис М.Ю., Гаврилов В.В. Тенденции применения лепестковых газовых подшипников в опорах ГТУ и ГТД (обзор) // *Авиационные двигатели*. 2020. № 1 (6). С. 71–79.
2. Темис М.Ю. Влияние конструкции лепестков радиального газового подшипника на характеристики жесткости и демпфирования в опоре (обзор) // *Авиационные двигатели*. 2020. № 2 (7). С. 57–77.
3. DellaCorte C., Pinkus O. Tribological limitations in gas turbine engines. A workshop to identify the challenges and set future directions / NASA. Cleveland: Glenn Research Center, May 2000. NASA/TM–2000-210059.
4. Ertas V.H. Compliant hybrid journal bearings using integral wire mesh dampers // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2009. Vol. 131, iss. 2. Art. 022503.
5. Temis J.M., Temis M.J., Mescheryakov A.B. Elastohydrodynamic contact theory in foil gas bearing // *Proc. of the 4th Intern. Symp. on Stability Control of Rotating Machinery (ISCORMA-4)*, Calgary, Canada, 2007. P. 228–238.
6. Темис Ю.М., Темис М.Ю., Мещеряков А.Б. Модель газодинамического лепесткового подшипника // *Трение и износ*. 2011. Т. 32, № 3. С. 286–295.
7. Темис М.Ю., Мещеряков А.Б. Параметрическое исследование упругих свойств осевого газодинамического лепесткового подшипника на основе одномерной модели течения смазки // *Изв. высш. учеб. заведений. Машиностроение*. 2019. № 2 (707). С. 11–23.
8. Heshmat H., Walowit J.A., Pinkus O. Analysis of gas-lubricated foil journal bearings // *Journal of Lubrication Technology*. 1983. Vol. 105, iss. 4. P. 647–655. New title: *Journal of Tribology*.
9. Heshmat H., Walowit J.A., Pinkus O. Analysis of gas-lubricated compliant thrust bearings // *Journal of Lubrication Technology*. 1983. Vol. 105, iss. 4. P. 638–646. New title: *Journal of Tribology*.
10. Ku C.-P.R., Heshmat H. Compliant foil bearing structural stiffness analysis: part 1 – Theoretical model including strip and variable bump foil geometry // *Journal of Tribology*. 1992. Vol. 114, iss. 2. P. 394–400.

- 
11. Iordanoff I. Analysis of an aerodynamic compliant foil thrust bearing: method for a rapid design // *Journal of Tribology*. 1999. Vol. 121, iss. 4. P. 816–822.
  12. Carpino M., Talmage G. A fully coupled finite element formulation for elastically supported foil journal bearings // *Tribology Transactions*. 2003. Vol. 46, iss. 4. P. 560–565.
  13. Carpino M., Talmage G. Prediction of rotor dynamic coefficients in gas lubricated foil journal bearings with corrugated sub-foils // *Tribology Transactions*. 2006. Vol. 49, iss. 3. P. 400–409.
  14. Carpino M., Talmage G. Subfoil stiffness effects in gas lubricated foil journal bearings // *Tribology Transactions*. 2008. Vol. 51, iss. 5. P. 602–608.
  15. Swanson E.E. Bump foil damping using a simplified model // *Journal of Tribology*. 2006. Vol. 128, iss. 3. P. 542–550.
  16. Ku C.-P.R., Heshmat H. Compliant foil bearing structural stiffness analysis – part 2: Experimental investigation // *Journal of Tribology*. 1993. Vol. 115, iss. 3. P. 364–369.
  17. Le Lez S., Arghir M., Frêne J. A new bump-type foil bearing structure analytical model // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2007. Vol. 129, nr 4. P. 1047–1057.
  18. San Andres L., Chirathadam T.A. A metal mesh foil bearing and a bump-type foil bearing: comparison of performance for two similar size gas bearings // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2012. Vol. 134, nr 10. Art. 102501. 13 p.
  19. Rubio D., San Andres L. Bump-type foil bearing structural stiffness: experiments and predictions // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2006. Vol. 128, nr 3. P. 653–660.
  20. Fatu A., Arghir M. Numerical analysis of the impact of manufacturing errors on the structural stiffness of foil bearings. 2017. (Proc. of ASME Turbo Expo 2017, June 26–30, 2017, Charlotte, NC, USA; GT2017-63822).
  21. Ku C.-P.R., Heshmat H. Structural stiffness and Coulomb damping in compliant foil journal bearings: theoretical consideration // *Tribology Transactions*. 1994. Vol. 37, iss. 3. P. 525–533.
  22. Ku C.-P.R., Heshmat H. Structural stiffness and Coulomb damping in compliant foil journal bearings: parametric studies // *Tribology Transactions*. 1994. Vol. 37, iss. 3. P. 455–462.
  23. Le Lez S., Arghir M., Frêne J. Nonlinear numerical prediction of gas foil bearings stability and unbalanced response // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2007. Vol. 131, nr 1. Art. 012503. 12 p.
  24. Feng K., Kaneko S. Link-spring model of bump-type foil bearings. 2009. (Proc. of ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air, June 8–12, 2009, Orlando, Florida, USA; GT2009-59260).
  25. Lee D.-H., Kim Y.-C., Kim K.-W. The dynamic performance analysis of foil journal bearings considering Coulomb friction: rotating unbalance response // *Tribology Transactions*. 2009. Vol. 52, iss. 2. P. 146–156.
  26. Lee D.-H., Kim Y.-C., Kim K.-W. The effect of Coulomb friction on the static performance of foil journal bearings // *Tribology International*. 2010. Vol. 43, iss. 5/6. P. 1065–1072.
  27. Ruscitto D., McCormick J., Gray S. Hydrodynamic air lubricated compliant surface bearing for an automotive gas turbine engine. 1 – Journal bearing performance. April 1978. ix, 136 p. NASA CR-135368.
  28. San Andres L., Kim T.H. Improvements to the analysis of gas foil bearings: integration of top foil 1D and 2D structural models // *ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air*, May 14–17, 2007, Montreal, Canada. Vol. 5. P. 779–789. GT2007-27249.
  29. Operating characteristics of the bump foil journal bearings with top foil bending phenomenon and correlation among bump foils / Y.-B. Lee, D.-J. Park, C.-H. Kim, S.-J. Kim // *Tribology International*. 2008. Vol. 41, iss. 4. P. 221–223.
  30. Peng Z.-C., Khonsari M.M. Hydrodynamic analysis of compliant foil bearings with compressible air flow // *Journal of Tribology*. Vol. 126, iss. 3. P. 542–546.
  31. Dynamics of compact gas turbine rotor supported by gas bearings / J.M. Temis, M.J. Temis, A.M. Egorov, A.B. Meshcheryakov // 8th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics 2010, Seoul, Korea, 12–15 September 2010. Curran Associates, 2012. Vol. 2. P. 678–684.
  32. Rotor in foil gasdynamic bearings: experimental and theoretical study / Temis J., Temis M., Egorov A., Gavrilov V., Ogorodov V. 2013. (SIRM 2013 – 10th International Conference on Vibrations in Rotating Machines, Berlin, Germany, 25–27, February 2013).
  33. Numerical and experimental investigation of rotor-simulator in foil gasdynamic bearings for compact gas turbine / J.M. Temis, M.J. Temis, A.M. Egorov, V.V. Gavrilov // *Proceedings of the 9th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics* / P. Penacci (ed.). Springer, 2015. (Mechanisms and Mashine Science; vol. 21). P. 1247–1258.
  34. Investigation of dynamic behavior of auxiliary power unit with rotor in gas foil bearings / J.M. Temis, M.J. Temis, A.M. Egorov, V.V. Gavrilov // *Proc. of ISROMAC-2016*, Honolulu, Hawaii, USA, 10–15 April 2016. P. 281–290.
  35. Oil-free engine development / A. Lanshin, Y. Temis, V. Gavrilov, M. Temis, A. Egorov. (ISABE 2017).
-

- 
36. Темис М.Ю., Гаврилов В.В., Егоров А.М. Методика создания демонстратора малоразмерного газотурбинного двигателя с ротором на газовых опорах на базе существующей конструкции // *Авиационные двигатели*. 2019. № 1 (2). С. 61–74.
  37. Design, fabrication and performance of open source generation I and II compliant hydrodynamic gas foil bearings / C. DellaCorte, K.C. Radil, R.J. Bruckner, S.A. Howard // *Tribology Transactions*. 2008. Vol. 51, iss. 3. P. 254–264.
  38. Dykas B., Bruckner R.J., DellaCorte C. Design, fabrication, and performance of foil gas thrust bearing for microturbo-machinery applications. 2008. (Proc. of ASME Turbo Expo 2008, Power for Land, Sea and Air, June 9–13, 2008, Berlin, Germany; GT2008-50377).

## References

1. Temis M.Iu., Gavrilov V.V. Tendentsii primeneniia lepestkovykh gazovykh podshipnikov v oporakh GTU i GTD (obzor) [Trends in application of foil gas bearings in GTU and GTE supports (review)]. *Aviatsionnye dvigateli* [Aviation engines]. 2020. No. 1 (6). P. 71–79.
2. Temis M.Iu. Vliianie konstruksii lepestkov radial'nogo gazovogo podshipnika na kharakteristiki zhestkosti i dempfirovaniia v opore (obzor) [Influence of the foil design in radial foil gas bearings on characteristics of stiffness and damping in a support (review)]. *Aviatsionnye dvigateli* [Aviation engines]. 2020. No. 2 (7). P. 57–77.
3. DellaCorte C., Pinkus O. Tribological limitations in gas turbine engines. A workshop to identify the challenges and set future directions / NASA. Cleveland: Glenn Research Center, May 2000. NASA/TM–2000-210059.
4. Ertas B.H. Compliant hybrid journal bearings using integral wire mesh dampers // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2009. Vol. 131, iss. 2. Art. 022503.
5. Temis J.M., Temis M.J., Mescheryakov A.B. Elastohydrodynamic contact theory in foil gas bearing // Proc. of the 4th Intern. Symp. on Stability Control of Rotating Machinery (ISCORMA-4), Calgary, Canada, 2007. P. 228–238.
6. Temis Iu.M., Temis M.Iu., Meshcheriakov A.B. Model' gazodinamicheskogo lepestkovogo podshipnika [Gas-dynamic foil bearing model]. *Trenie i iznos* [Journal of friction and wear]. 2011. Vol. 32, no. 3. P. 286–295.
7. Temis M.Iu., Meshcheriakov A.B. Parametricheskoe issledovanie uprugikh svoystv oseвого gazodinamicheskogo lepestkovogo podshipnika na osnove odnomernoi modeli techeniia smazki [Parametric study of elastic properties of gasdynamic foil thrust bearings using a one-dimensional fluid flow model]. *Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie* [The BMSTU Journal of Mechanical Engineering]. 2019. No. 2 (707). P. 11–23.
8. Heshmat H., Walowit J.A., Pinkus O. Analysis of gas-lubricated foil journal bearings // *Journal of Lubrication Technology*. 1983. Vol. 105, iss. 4. P. 647–655. New title: *Journal of Tribology*.
9. Heshmat H., Walowit J.A., Pinkus O. Analysis of gas-lubricated compliant thrust bearings // *Journal of Lubrication Technology*. 1983. Vol. 105, iss. 4. P. 638–646. New title: *Journal of Tribology*.
10. Ku C.-P.R., Heshmat H. Compliant foil bearing structural stiffness analysis: part 1 – Theoretical model including strip and variable bump foil geometry // *Journal of Tribology*. 1992. Vol. 114, iss. 2. P. 394–400.
11. Iordanoff I. Analysis of an aerodynamic compliant foil thrust bearing: method for a rapid design // *Journal of Tribology*. 1999. Vol. 121, iss. 4. P. 816–822.
12. Carpino M., Talmage G. A fully coupled finite element formulation for elastically supported foil journal bearings // *Tribology Transactions*. 2003. Vol. 46, iss. 4. P. 560–565.
13. Carpino M., Talmage G. Prediction of rotor dynamic coefficients in gas lubricated foil journal bearings with corrugated sub-foils // *Tribology Transactions*. 2006. Vol. 49, iss. 3. P. 400–409.
14. Carpino M., Talmage G. Subfoil stiffness effects in gas lubricated foil journal bearings // *Tribology Transactions*. 2008. Vol. 51, iss. 5. P. 602–608.
15. Swanson E.E. Bump foil damping using a simplified model // *Journal of Tribology*. 2006. Vol. 128, iss. 3. P. 542–550.
16. Ku C.-P.R., Heshmat H. Compliant foil bearing structural stiffness analysis – part 2: Experimental investigation // *Journal of Tribology*. 1993. Vol. 115, iss. 3. P. 364–369.
17. Le Lez S., Arghir M., Frêne J. A new bump-type foil bearing structure analytical model // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2007. Vol. 129, nr 4. P. 1047–1057.
18. San Andres L., Chirathadam T.A. A metal mesh foil bearing and a bump-type foil bearing: comparison of performance for two similar size gas bearings // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2012. Vol. 134, nr 10. Art. 102501. 13 p.
19. Rubio D., San Andres L. Bump-type foil bearing structural stiffness: experiments and predictions // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2006. Vol. 128, nr 3. P. 653–660.

- 
20. Fatu A., Arghir M. Numerical analysis of the impact of manufacturing errors on the structural stiffness of foil bearings. 2017. (Proc. of ASME Turbo Expo 2017, June 26–30, 2017, Charlotte, NC, USA; GT2017-63822).
  21. Ku C.-P.R., Heshmat H. Structural stiffness and Coulomb damping in compliant foil journal bearings: theoretical consideration // Tribology Transactions. 1994. Vol. 37, iss. 3. P. 525–533.
  22. Ku C.-P.R., Heshmat H. Structural stiffness and Coulomb damping in compliant foil journal bearings: parametric studies // Tribology Transactions. 1994. Vol. 37, iss. 3. P. 455–462.
  23. Le Lez S., Arghir M., Frêne J. Nonlinear numerical prediction of gas foil bearings stability and unbalanced response // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2007. Vol. 131, nr 1. Art. 012503. 12 p.
  24. Feng K., Kaneko S. Link-spring model of bump-type foil bearings. 2009. (Proc. of ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air, June 8–12, 2009, Orlando, Florida, USA; GT2009-59260).
  25. Lee D.-H., Kim Y.-C., Kim K.-W. The dynamic performance analysis of foil journal bearings considering Coulomb friction: rotating unbalance response // Tribology Transactions. 2009. Vol. 52, iss. 2. P. 146–156.
  26. Lee D.-H., Kim Y.-C., Kim K.-W. The effect of Coulomb friction on the static performance of foil journal bearings // Tribology International. 2010. Vol. 43, iss. 5/6. P. 1065–1072.
  27. Ruscitto D., McCormick J., Gray S. Hydrodynamic air lubricated compliant surface bearing for an automotive gas turbine engine. 1 – Journal bearing performance. April 1978. ix, 136 p. NASA CR-135368.
  28. San Andres L., Kim T.H. Improvements to the analysis of gas foil bearings: integration of top foil 1D and 2D structural models // ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air, May 14–17, 2007, Montreal, Canada. Vol. 5. P. 779–789. GT2007-27249.
  29. Operating characteristics of the bump foil journal bearings with top foil bending phenomenon and correlation among bump foils / Y.-B. Lee, D.-J. Park, C.-H. Kim, S.-J. Kim // Tribology International. 2008. Vol. 41, iss. 4. P. 221–223.
  30. Peng Z.-C., Khonsari M.M. Hydrodynamic analysis of compliant foil bearings with compressible air flow // Journal of Tribology. Vol. 126, iss. 3. P. 542–546.
  31. Dynamics of compact gas turbine rotor supported by gas bearings / J.M. Temis, M.J. Temis, A.M. Egorov, A.B. Meshcheryakov // 8th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics 2010, Seoul, Korea, 12–15 September 2010. Curran Associates, 2012. Vol. 2. P. 678–684.
  32. Rotor in foil gasdynamic bearings: experimental and theoretical study / Temis J., Temis M., Egorov A., Gavrilov V., Ogorodov V. 2013. (SIRM 2013 – 10th International Conference on Vibrations in Rotating Machines, Berlin, Germany, 25–27, February 2013).
  33. Numerical and experimental investigation of rotor-simulator in foil gasdynamic bearings for compact gas turbine / J.M. Temis, M.J. Temis, A.M. Egorov, V.V. Gavrilov // Proceedings of the 9th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics / P. Penacci (ed.). Springer, 2015. (Mechanisms and Mashine Science; vol. 21). P. 1247–1258.
  34. Investigation of dynamic behavior of auxiliary power unit with rotor in gas foil bearings / J.M. Temis, M.J. Temis, A.M. Egorov, V.V. Gavrilov // Proc. of ISROMAC-2016, Honolulu, Hawaii, USA, 10–15 April 2016. P. 281–290.
  35. Oil-free engine development / A. Lanshin, Y. Temis, V. Gavrilov, M. Temis, A. Egorov. (ISABE 2017).
  36. Temis M.Iu., Gavrilov V.V., Egorov A.M. Metodika sozdaniia demonstratora malorazmernogo gazoturbinnogo dvigatel'ia s rotorom na gazovykh oporakh na baze sushchestvuiushchei konstruktsii [Method of developing a small-sized GTE demonstrator with a rotor on gas bearings based on the existing design]. Aviatsionnye dvigateli [Aviation engines]. 2019. No. 1 (2). P. 61–74.
  37. Design, fabrication and performance of open source generation I and II compliant hydrodynamic gas foil bearings / C. DellaCorte, K.C. Radil, R.J. Bruckner, S.A. Howard // Tribology Transactions. 2008. Vol. 51, iss. 3. P. 254–264.
  38. Dykas B., Bruckner R.J., DellaCorte C. Design, fabrication, and performance of foil gas thrust bearing for microturbo-machinery applications. 2008. (Proc. of ASME Turbo Expo 2008, Power for Land, Sea and Air, June 9–13, 2008, Berlin, Germany; GT2008-50377).

*Материалы получены редакцией 17.06.2020*